



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBINA RYCHLOBĚŽNÁ

HIGH-SPEED STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAN ALBRECHT

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Albrecht

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Parní turbina rychloběžná

v anglickém jazyce:

High-speed Steam Turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navhňte vysokootáčkovou parní turbínu i integrovanou převodovkou pro parametry SAKO Brno:

- tlak páry na vstupu do turbíny: 30 bar

- teplota páry na vstupu do turbíny: 450 °C

- Tlak v kondenzátoru: 0,1 bar

Hmotnostní pŕtok páry: 27 tun / hod

Cíle diplomové práce:

- 1) Turbinu navhňte jako integrální s vysokotlakovým a kondenzačním modulem.
- 2) Zpracujte termodynamický výpočet průtočného kanálu turbíny
- 3) Konstrukční výkres podélného řezu turbínou a dispoziční uspořádání turbíny s generátorem

Seznam odborné literatury:

Firemní podklady Siemens Industrial Turbomachinery

Fiedler,J.: Parní turbíny -návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Krbek,J. Polesný,B. Fiedler,J.: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 25.10.2012

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Předkládaná diplomová práce je zaměřena na konstrukci rychloběžné parní turbíny pro parametry spalovny komunálního odpadu v Brně. V úvodní části diplomové práce je krátce shrnut historický vývoj, transformační proces a pracovní princip parní turbíny. V návaznosti na úvodní kapitoly je detailně rozebráno řešení akčního a reakčního lopatkování, včetně popisu průběhu expanze v i - s diagramu a vyjádření základních vzorců pro výpočet účinnosti. Ve stěžejní části diplomové práce jsou nejprve rozebrány možné koncepční varianty turbosoustrojí pro zadané parametry. Na základě zvolené koncepce je sestaven algoritmus termodynamického výpočtu pro jednotlivá tělesa turbíny. V závěru výpočetní části je uveden zjednodušený výpočet převodovky. Na základě výpočetní části jsou sestaveny konstrukční výkresy převodovek a podélných řezů všech částí turbosoustrojí.

Abstract

Main aim of presented master thesis is focused on construction of high speed steam turbine. Steam turbine is designed based on parameters of waste incineration plant in Brno. First chapters shortly summarized historical development, transformation process and work principal of steam turbine. Consequently on first captures is in depth described impulse and reaction blading including expansion in i - s diagram and basic equations for efficiency calculations. In major part of master thesis is firstly discussed conceptual possibilities of turbine application for given parameters. Based on chosen concept is compiled algorithm for thermodynamic calculation for each turbine module. Simplify calculation of gearbox is included as well. Based on calculations are compiled construction drawings of all parts of steam turbine.

Klíčová slova

Parní turbína, otáčky, převodovka, turbosoustrojí, kogenerace, kondenzace

Keywords

Steam turbine, speed, gearbox, turboset, cogeneration, condensation

Bibliografická citace

ALBRECHT, J. *Parní turbína rychloběžná*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. XY s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Česté prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně bez cizí pomoci s použitím odborné literatury, odborných konzultací a vlastních znalostí.

V Brně dne 24.5 2013

.....

Jan Albrecht

Poděkování

Tímto děkuji Ing. Stanislavu Kubišovi, CSc. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce a doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za to, jak ve mně dokázal vzbudit zájem o obor parních turbín a za vstřícnost, s níž mě přijímal vždy, když jsem s ním potřeboval svou diplomovou práci konzultovat.

Obsah

ÚVOD	- 13 -
1 PARNÍ TURBÍNA	- 14 -
1.1 Historický vývoj parních turbín	- 14 -
1.2 Transformace energie	- 16 -
1.3 Pracovní princip	- 17 -
1.3.1 Akční stupeň	- 19 -
1.3.2 Reakční stupeň	- 20 -
1.3.3 Porovnání koncepcí lopatkování	- 21 -
1.4 Expanze ve stupni turbíny v diagramu i-s	- 23 -
1.4.1 Obvodová práce a účinnost	- 23 -
1.5 Hlavní typy parních turbín	- 25 -
2 ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE	- 26 -
2.1 Zadání diplomové práce	- 26 -
2.2 Rozbor zadání	- 26 -
2.3 Popis zvolené koncepce	- 28 -
2.3.1 Volba otáček	- 29 -
2.3.2 Volba typu lopatkování	- 29 -
2.3.3 Volba počtu stupňů	- 30 -
2.3.4 Volba typu uložení	- 30 -
3 VÝPOČET STAVŮ PRACOVNÍ LÁTKY	- 31 -
3.1 Popis výpočtového programu	- 31 -
3.2 Výpočet základních parametrů turbíny	- 32 -
3.3 Otáčky turbíny	- 34 -
4 TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET	- 38 -
4.1 Výpočet stupňové části vysokotlakého tělesa	- 39 -
4.2 Výpočetní algoritmus	- 40 -
4.2.1 Parametry stupňové částí tělesa	- 51 -
4.3 Výpočet stupňové části středotlakého tělesa	- 55 -
4.4 Výpočet stupňové části nízkotlakého tělesa	- 58 -
4.5 Výkon parní turbíny	- 61 -
5 NÁVRH PŘEVODOVKY	- 62 -
5.1 Výpočet převodovky	- 63 -
6 ZÁVĚR	- 66 -
Příloha č.1	- 69 -
Příloha č.2	- 69 -
Příloha č.3	- 69 -

Příloha č.4	- 70 -
Příloha č.5	- 70 -
Příloha č.6	- 70 -
Příloha č.7	- 70 -
Příloha č.8	- 70 -
SEZNAM ZKRATEK	- 71 -
SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN.....	- 71 -
SEZNAM DOLNÍCH INDEXŮ.....	- 72 -
SEZNAM HORNÍCH INDEXŮ	- 72 -
SEZNAM TABULEK	- 73 -
SEZNAM OBRÁZKŮ	- 73 -
SEZNAM GRAFŮ.....	- 74 -

Úvod

Energetika je průmyslové odvětví, které hraje stěžejní úlohu v uspokojování potřeb lidstva. V dnešní době bychom asi stěží našli obor lidské činnosti, který by nebyl závislý na dodávce energie, ať již ve formě elektřiny či tepla. Dostupnost těchto dvou komodit se stala pro mnohé z nás naprostou samozřejmostí a jen málokdo si asi dovede představit je nemít neustále k dispozici. Současná úroveň poznání v oblasti výroby a získávání elektrické energie využívá širokou škálu transformačních technologií, avšak nejvýznamnější a také nejrozšířenější z nich je transformace prostřednictvím elektrického generátoru poháněného turbínou. V tomto transformačním procesu dochází k přeměně tepelné energie páry na mechanickou energii rotačního pohybu hřídele, jejíž je dále využíváno k výrobě elektrické energie, nebo přímo k pohonu strojů.

Vodní pára, jakožto plynné skupenství vody, je nejčastěji využívanou pracovní látkou a nosičem tepelné energie. Je využívána nejen pro pohon turbín a strojů založených na její expanzi, ale také pro mnoho technologických procesů a v neposlední řadě také pro vytápění městských budov. Pro každou ze zmíněných aplikací je nutná dodávka vodní páry o různě specifických parametrech. Těmito parametry nejčastěji bývají teplota, tlak a čistota v závislosti na typu aplikace. Tepelná energie potřebná k výrobě vodní páry je získávána převážně spalováním fosilních či jiných paliv v kotli, nebo štěpením jaderného paliva v aktivní zóně jaderného reaktoru. V oblasti velkých měst, kde je v mohutné míře produkován komunální odpad, je výhodné tuto tepelnou energii získávat prostřednictvím spaloven. Ty svou činností přinášejí dvě hlavní výhody. V první řadě přispívají k úsporám primárních neobnovitelných zdrojů surovin (fosilních paliv) a dále významně redukuje objem spalovaného odpadu (až na 10 % původní hodnoty).

Snahou spaloven odpadu je zajistit nejen výrobu elektrické energie, ale také kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla, čímž je docíleno efektivnějšího využití energie ze spalování odpadu. Tyto dva způsoby provozu spalovny jsou umožněny díky vhodně zvolené koncepci parní turbíny. Nejčastěji jsou využívány turbíny s regulovaným či neregulovaným odběrem páry. Další požívanou koncepcí je dvouhřídelové uspořádání turbíny, u které se v zimních měsících provozuje pouze protitlaková část. Tím je k dispozici pára o relativně vysokých parametrech, která je využívána do technologických procesů a v teplárenské soustavě. Naproti tomu v období letních měsíců, kdy není pára odebírána do teplárenské soustavy, se vystupující pára z protitlakové části turbíny přivede do části nízkotlaké, čímž je využito zbytkového potenciálu v páře ve prospěch výroby elektrické energie.

Parní turbíny menších výkonů (do 30 MW), které jsou využívány právě ve spalovnách komunálního odpadu, jsou převážně navrhovány jako vysokootáčkové. Mezi turbínu a elektrický generátor je pak nezbytné vložit převodovku, která redukuje rozdíl mezi provozními otáčkami turbíny a elektrického generátoru. Použitím vysokých otáček turbíny je dosahováno celé řady výhod. Především zmenšení průměru rotoru, počtu stupňů a tím i axiální délky turbíny. Menší průměr rotoru umožní prodloužení délky lopatek, z čehož plynou menší okrajové ztráty a tím tedy i pozitivní vliv na dosahovanou účinnost. Celkově nižší rozměry a hmotnost stroje pak vedou k velké pružnosti chodu stroje. Rychloběžná turbína navrhovaná pro parametry spalovny komunálního odpadu SAKO Brno ve dvouhřídelové uspořádání se stala předmětem této diplomové práce.

1 Parní turbína

1.1 Historický vývoj parních turbín

Myšlenka využití páry jako hybného média sahá až do starověku, přestože první stroje využívající páru pro svůj pohon byly chápány spíše jako hračky. Příkladem je vynález řeckého matematika a vynálezce Héróna Alexandrijského nazývaný Aeolipile (Heronova báhň), pracující na principu reakční turbíny. Zařízení na Obr. 2.1 bylo tvořeno nádobou, obvykle jednoduché těleso (např. válec nebo koule), které umožňovalo rotační pohyb kolem své osy. Z nádoby vystupovaly opačně zahnuté trysky, na jejichž koncích byla vypouštěna pára, pomocí níž bylo těleso uváděno do pohybu.[6]

Následně až o mnoho století později, roku 1629 přišel Giovanni de Branca s objevem principu akční parní turbíny, když zavedl proud páry na lopatkové kolo. Branca se svým počinem stal ideovým předchůdcem švédského inženýra Carla Gustava de Laval, který v roce 1883 sestavil prototyp první akční (rovnotlaké) jednostupňové parní turbínu. Při experimentech s touto turbínou Laval zjistil, že v případě expanze v zužující se dýze roste se zvětšujícím se tlakovým spádem výtoková rychlost jen do tzv. kritické rychlosti, která je dána rychlostí zvuku v daném prostředí. Dále zjistil, že po překročení rychlosti zvuku se plyn chová přesně opačně než před jejím dosažením. Z těchto důvodů byla turbína doplněna o rozšiřující se nátrubek (později nazývané jako Lavalova dýza). Tím se zvýšil zpracováváný tlakový spád v rozváděcích dýzách a bylo dosahováno vyšších, tedy nadzvukových rychlostí. U Lavalovy turbíny se kompletní expanze uskutečňovala v rozváděcích dýzách a v kanálech oběžných lopatek docházelo pouze ke změně směru páry a tím k přeměně energie kinetické na mechanickou. Díky tomu byla turbína charakteristická vysokými otáčkami, až 30 000 1/min a obvodovou rychlostí dosahující hodnoty 350 m/s.[6] Lavalova konstrukce položila základ pro dnes hojně využívané parní turbíny s akčními stupni, avšak její využití na sebe ještě nechalo chvíli čekat.

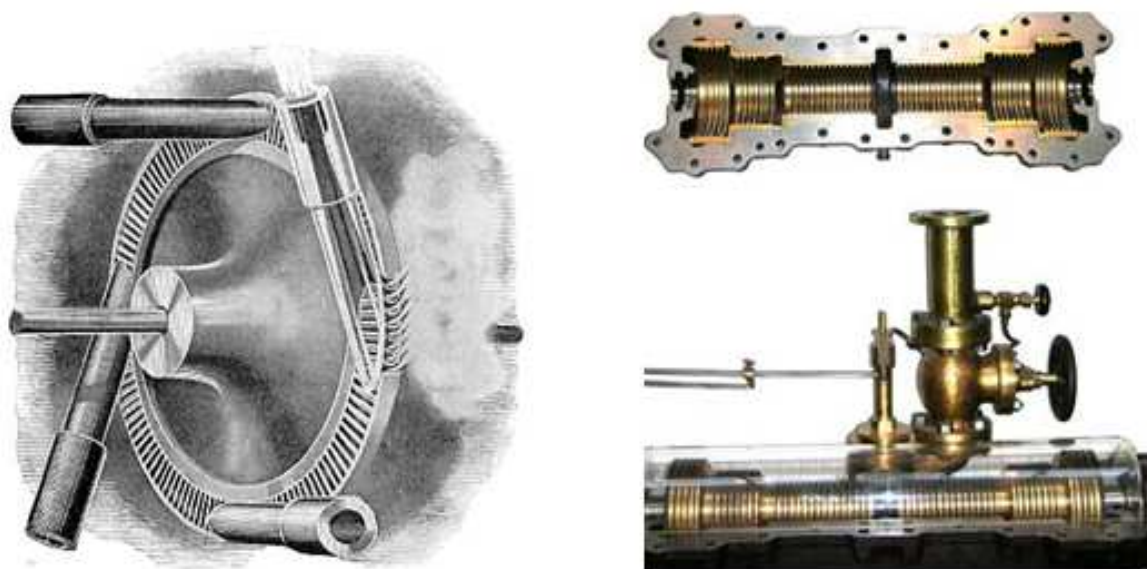


Obr. 1.1 Aeolipile [15]

S rozdílnou koncepcí přišel roku 1884 britský inženýr Charles Algernon Parsons. Jeho řešení zahrnovalo dvě skupiny po patnácti za sebou řazených lopatkových stupňů umístěných ve dvou skříních. Pára prostupovala ze středu do stran a osahovaný výkon činil 4 kW při otáčkách 17 000 1/min.[7] Oproti konstrukci Lavalovy turbíny se expanze páry uskutečňovala zároveň v rozváděcích i oběžných lopatkových řadách. Zároveň měla turbína větší počet stupňů a zpracovávala menší tepelný spád připadající na jeden stupeň. Tím došlo ke snížení rychlosti, což později vedlo k možnosti přímého spojení s generátorem.

Jednotlivá konstrukční řešení Lavalovy a Parsonsovy turbíny je možné vidět na Obr. 1.2 Parsonsova turbína položila základ pro dodnes hojně využívané turbíny s reakčními (přetlakovými) stupni.

V roce 1896 byla Charlesem Gordonem Curtisem patentována další koncepce parní turbíny, v jejímž řešení se kombinovaly jednotlivé prvky Lavalovy i Parsonsovy turbíny. Jednalo se o rovnotlakou turbínu se dvěmi, respektive třemi rychlostními stupni, která byla schopna zpracovávat větší tepelné spády.



Obr. 1.2 Lavalova a model Parsonsovy turbíny.[8][9]

Zakladatelem moderní teorie parních turbín se stal slovenský fyzik a profesor na Polytechnické univerzitě v Curychu Aurel Stodola. Díky své publikační a vědecké činnosti je považován za jednu z největších autorit v oblasti turbín až do dnešního dne. V průběhu pobytu na technické univerzitě přispěl svou experimentální a teoretickou prací k rozvoji parních a spalovacích turbín jako nikdo před ním. Jeho nejznámější knihou je „*Dampf and Gasturbinen*“, kde shrnul veškeré znalosti s oboru spalovacích a parních turbín, které doplnil o vlastní poznatky.[7] Mezníkem ve vývoji parních turbín byla bezpochyby Světová výstava v Paříži konaná roku 1900. Byly zde představeny parní turbíny různých konstrukcí hned několika nejvýznamnějších vynálezců. Mezi nimi nechyběli výše zmínění G. de Laval, Ch. A. Pardone a Ch. Curtis. Tato událost se stala rovněž počátkem zahájení licenčního jednání licenčního jednání a poději také výroby parních turbín v Brně.[7]

Díky pařížské exhibici se staly turbíny absolutním hitem a postupem času začaly nahrazovat reciproké pístové parní motory, které sloužily k pohonu dynam a elektrických generátorů. Přes všechna konstrukční omezení oproti parním motorům dosahovaly parní turbíny vyšších účinností a výkonů. Turbíny měly předpoklady zvyšovat jednotkový výkon téměř bez omezení, mohly zpracovávat páru podstatně vyšších tlaků i teplot a dosahovat vyšších účinností. Výstupní pára byla čistá, beze stop oleje a z toho důvodu použitelná přímo pro technologické procesy. Zcela nové řešení pohonné mechanické jednotky, založené na rotačním principu, se do budoucna ukázalo jako revoluční.

S příchodem nových dostupných výrobních technologií a v posledních letech také s rapidním rozvojem výpočetní techniky je dosahováno stále vyšších výkonů a účinností parních turbín. Lze také předpokládat, že tento trend bude pokračovat do budoucna.

1.2 Transformace energie

Průběh transformace energie pracovní látky v parní turbíně nebo v jakémkoliv jiném tepelném stroji lze popsat pomocí prvního zákona termodynamiky pro otevřenou soustavu stacionárního děje, který je vyjádřen rovnicí (2.2-1).

$$\dot{Q} + \dot{m} \cdot \left(i_i + \frac{c_i^2}{2} + g z_i \right) = \dot{A} + \dot{m} \cdot \left(i_e + \frac{c_e^2}{2} + g z_e \right) \quad (1.2-1)$$

Po úpravě vydělením celé rovnice hmotnostním tokem \dot{m} rovnice přechází do tvaru pro jeden kilogram látky (2.2-2).

$$q + i_i + \frac{c_i^2}{2} + g \cdot z_i = a + i_e + \frac{c_e^2}{2} + g \cdot z_e \quad (1.2-2)$$

Převedení rovnice do diferenciálního tvaru dostaneme:

$$dq = di + \frac{dc^2}{2} + g \cdot dz + da \quad (1.2-3)$$

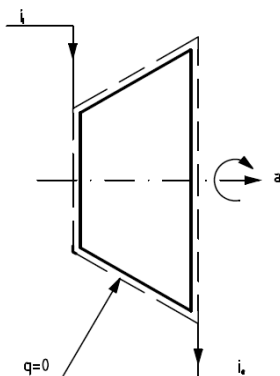
Ve většině případů lze děj v parní turbíně uvažovat jako adiabatickou expanzi, tedy $dq=0$. Důvod je ten, že v tepelných strojích je vyšší teplota, než je teplota okolí a proto musí být dobře tepelně izolovány. Změna potencionální energie vstupující a vystupující páry je zanedbatelná a dále se neuvažuje. Za těchto předpokladů dostáváme tvar (2.2-4).

$$0 = di + \frac{dc^2}{2} + da_t \quad (1.2-4)$$

Po integraci:

$$a_t = \left(i_i + \frac{c_i^2}{2} \right) - \left(i_e + \frac{c_e^2}{2} \right) = i_{i,c} - i_{e,c} \quad (1.2-5)$$

Z výsledků vyplývá, že technická práce je rovna rozdílu celkových entalpií před a za strojem, což je schématicky znázorněno na obrázku Obr. 2.4. Celková entalpie je složena z entalpie páry a její kinetické energie.

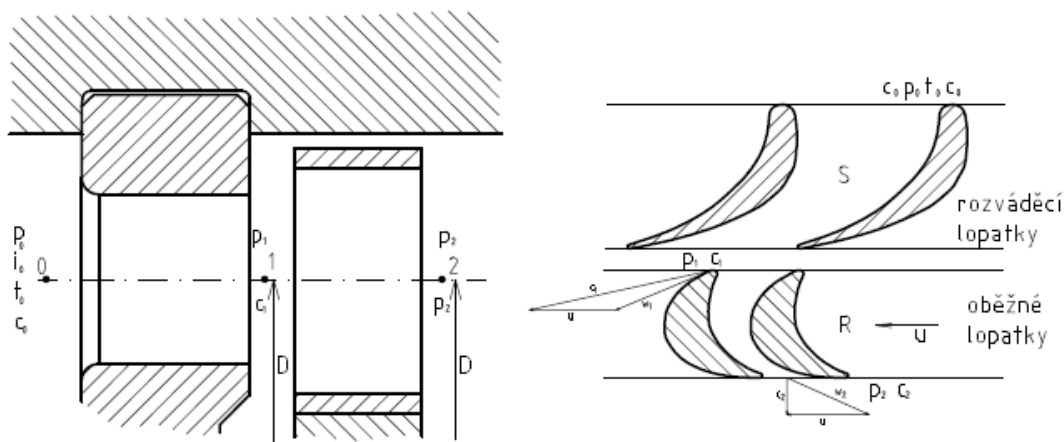


Obr. 1.3 Schéma parní turbíny

1.3 Pracovní princip

Pracovní princip parní turbíny spočívá v kontinuální přeměně tepelné energie obsažené v páře na kinetickou energii proudu páry. K této přeměně energie dochází expanzí v kanálech, které jsou vytvořeny jako mezilopátkové prostory. Urychlený proud páry je následně z části zbrzděn rotorovým lopatkováním a v důsledku změny hybnosti proudící páry je vyvozen krouticí moment a turbína tak koná práci. Jinými slovy, kinetická energie je přeměněna na mechanickou energii rotačního pohybu hřídele.

Základní částí každé turbíny je její stupňová část. Každý stupeň parní turbíny je pak složen z rozváděcí lopátkové řady a oběžné lopátkové řady. Parní turbíny jsou konstruovány převážně jako mnohostupňové s několika stupni řazenými za sebou. Pro objasnění využití energie v turbíně však postačí, budeme-li uvažovat jen jeden její stupeň.



Obr. 1.4 Schéma stupně turbíny

Předpokládejme izoentropický průtok páry axiálním stupněm s relativně krátkou lopatkou dle Obr. 2.5, kde je také zobrazen rozvinutý válcový řez na středním průměru D lopatkováním axiálního stupně akční turbíny. Předpokládejme, že do rozváděcí lopátkové řady přitéká pára o rychlosti c_0 . Expanzí páry v rozváděcí lopátkové řadě z tlaku p_0 na p_1 vzroste podle zákona zachování energie její absolutní rychlost.

$$c_1^2 = c_0^2 + 2 \cdot (i_0 - i_1) = 2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_0 \cdot v_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] + c_0^2 \quad (1.3-6)$$

Vektorovým složením rychlosti \vec{c}_1 a obvodové rychlosti na středním průměru lopatkování \vec{u} , dostaneme relativní vstupní rychlost páry \vec{w}_1 do oběžné lopátkové řady (vstupní rychlostní trojúhelník).

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u} \quad (1.3-7)$$

Ze vstupní rychlosti w_1 a expanzí páry z tlaku p_1 na tlak p_2 v oběžné lopátkové řadě vznikne obecně relativní výstupní rychlost páry.

$$w_2^2 = w_1^2 + 2 \cdot (i_1 - i_2) \quad (1.3-8)$$

Vektorovým složením s obvodovou rychlostí na výstupu z oběžné lopatkové řady, která je u válcového proudění shodná se vstupní (tedy $u_1=u_2=u$), dostáváme absolutní výstupní rychlost páry ze stupně (výstupní rychlostní trojúhelník).

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u} \quad (1.3-9)$$

Úbytek obvodové složky rychlosti vyjádřený v rovnici ((2.3-10)) odpovídá působení páry na oběžnou lopatkovou řadu v obvodovém směru.

$$c_{1u} - c_{2u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (1.3-10)$$

Pokud rovnici (2.3-10) vynásobíme hmotnostním tokem dm , získáme obvodovou sílu F_u , která vzniká právě v důsledku obtékání lopatek a jejíž výslednice působí na středním průměru lopatkování.

$$dF_u = (c_{1u} - c_{2u}) \cdot dm = (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot dm \quad (1.3-11)$$

Vyvozaný krouticí moment je pak vyjádřen v podobě Eulerovy rovnice:

$$dM_K = r \cdot (c_{1u} - c_{2u}) \cdot dm = r \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot dm = r \cdot dF_u \quad (1.3-12)$$

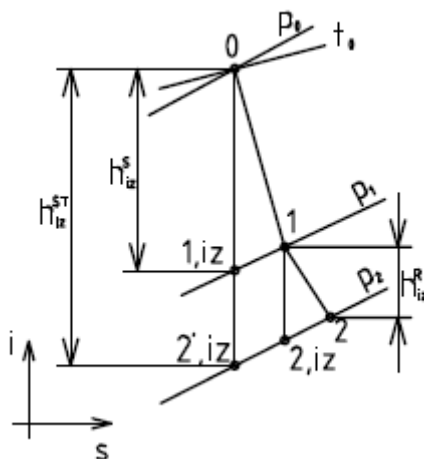
Přenášený výkon na hřídeli stroje, který se otáčí úhlovou rychlostí ω , je potom dán rovnicí:

$$dP = \omega \cdot dM_K \quad (1.3-13)$$

Současně v lopatkování vytvářena síla v axiálním směru.

$$dF_{ax} = (c_1 \cdot \sin \alpha_1 - c_2 \cdot \sin \alpha_2) \cdot dm + \pi \cdot dm \cdot l_2 \cdot (p_1 - p_2) \quad (1.3-14)$$

Vztahy (2.3-11) a (2.3-14) platí analogicky také pro rozváděcí lopatkovou řadu, kde musí být obvodová i značná axiální síla zachyceny konstrukčně. Pomocí i - s diagramu je celý pochod ve stupni znázorněn na Obr. 2.6, kde jsou rovněž vyznačeny jednotlivé izentripické tepelné spády na stator h_{iz}^S , rotor h_{iz}^R a celý stupeň h_{iz}^{ST} .



Obr. 1.5 Pochod v i - s diagramu

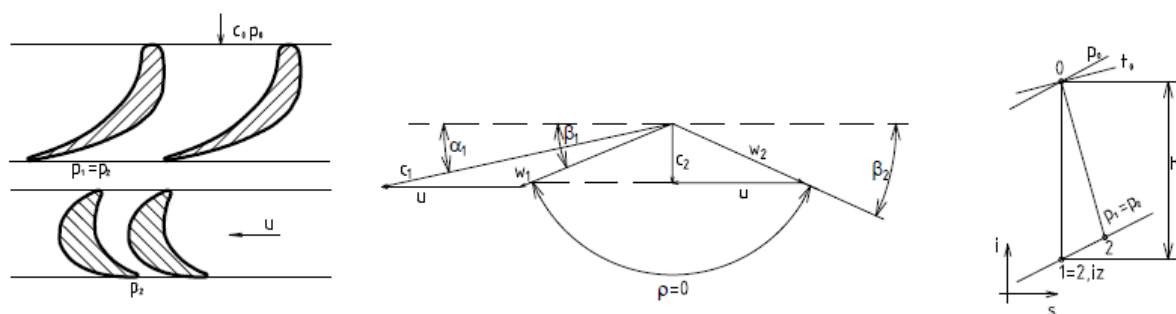
Poměr tepelného spádu zpracovaného oběžnou lopatkovou řadou a teoretického tepelného spádu celého stupně je nazýván stupeň reakce.

$$\rho = \frac{h_{iz}^R}{h_{iz}^{ST}} \quad (1.3-15)$$

Na základě hodnoty stupně reakce rozdělujeme dvě základní koncepce lopatkování, a to akční a reakční. Stupeň reakce závisí na poměru průtočných ploch na výstupu z rozváděcích a oběžných lopatek. U dnešních turbín však není stupeň reakce vázán striktně těmito dvěma koncepcemi, nýbrž se vyskytují hodnoty od 0 až přes 0,5.

1.3.1 Akční stupeň

Čistě akční stupeň je v původní koncepci charakterizován nulovým stupněm reakce. To znamená, že v oběžné lopatkové řadě nedochází k expanzi páry, ale pouze ke změně směru toku páry. Jelikož tlak páry před oběžnou lopatkovou řadou p_1 a za oběžnou lopatkovou řadou jsou stejné $p_1=p_2$, je akční stupeň rovněž nazýván rovnotlaký. Jinými slovy, u akčního stupně celý spád, daný rozdílem entalpií páry před a za stupněm, je přeměňován v rozváděcí lopatkové řadě na kinetickou energii proudu páry. Ten z oběžné lopatkové řady vystupuje absolutní rychlostí jako volný proud, prochází mezerou mezi rozváděcí a oběžnou lopatkovou řadou a relativní rychlostí vstupuje do oběžné lopatkové řady. Na Obr. 2.7 jsou znázorněny rychlostní trojúhelníky, řez lopatkování a expanzní průběh v i - s diagramu akčního stupně.



Obr. 1.6 Rychlostní trojúhelníky akčního stupně

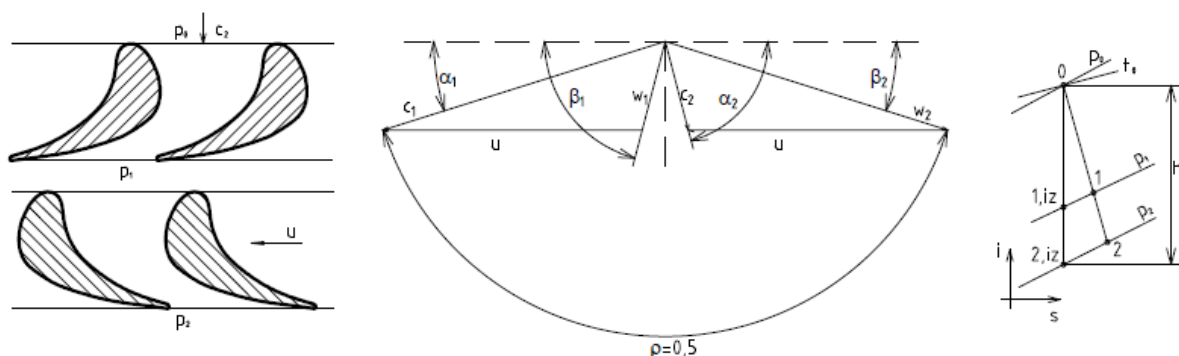
Vlivem velkého zakřivení proudu v oběžné lopatkové řadě dochází ke vzniku energetických ztrát, což vede k mírnému zpomalení pracovní látky a následně nižší dosahované účinnosti stupně. Tuto nevýhodu lze do značné míry odstranit zařazením malého stupně reakce $\rho=0,03$ až $0,06$ v oběžné lopatkové řadě. Tím je pracovní látka mírně urychlena, což přispívá ke zlepšení účinnosti stupně. Nevýhodou u stupně s malou reakcí je, že proud pracovní látky vystupující z rozváděcí lopatkové řady již není úplně volný. Na rotorové lopatkové řadě vzniká přetlak, a proto je třeba rotorovou lopatkovou řadu utěsnit například kartáčovou ucpávkou.

Velice malá nebo nulová reakce u akčních turbín vyvolává jen nepatrnou axiální sílu působící na rotor. Z tohoto předpokladu také vychází konstrukční řešení akčních turbín, které je založeno na diskové koncepci rotoru. Statorové lopatky jsou uloženy do mezistěny, což umožňuje těsnění rotoru na malém průměru a tudíž o malé průtočné ploše a tedy o malém průtoku pracovní látky. Akční stupeň se tedy vyznačuje malou ztrátou vnitřní netěsností. Další velkou výhodou akčních stupňů je, že při stejné obvodové rychlosti zpracují přibližně dvojnásobný izoentropický tepelný spád než stupeň reakční.

Pro zpracování ještě většího tepelného spádu v jediném stupni při určité obvodové rychlosti se používá Curtisova stupně o dvou nebo více rychlostních stupních. Ačkoliv je tento stupeň mnohdy zařazován do zvláštní skupiny, pracuje na základě akčního lopatkování s mírnou reakcí. Expanze u tohoto stupně probíhá v rozváděcí lopatkové řadě. Je zde však zpracováván poměrně velký tepelný spád, a proto pracovní látka vystupuje z rozváděcí lopatkové řady velkou rychlostí. Kinetická energie proudu látky je pak postupně přeměněna na mechanickou práci ve dvou nebo třech řadách oběžných lopatek, mezi nimiž je vložena jedna, respektive dvě řady vratných lopatek. Zmíněná schopnost zpracovat větší tepelný spád než u lopatkování akčního a reakčního je zde kompenzována nižší obvodovou účinností.[10]

1.3.2 Reakční stupeň

Za reakční stupeň lze považovat jakýkoliv stupeň s kladným stupněm reakce. Pro tento stupeň je charakteristický rozdíl tlaků před a za oběžnou lopatkovou řadou. Proto se tomuto stupni také říká přetlakový. U reakčního stupně mimo expanze v rozváděcí lopatkové řadě probíhá expanze i v oběžné lopatkové řadě za současného předávání práce na rotor. Z konstrukčního a výrobního hlediska je vhodné zvolit stupeň reakce $p_t=0,5$ (zpracovaný tepelný spád v rozváděcí lopatkové řadě je stejný jako v oběžné lopatkové řadě). Rozváděcí i oběžné lopatky jsou prakticky totožné, tedy osově symetrické lopatkování se symetrickými rychlostními trojúhelníky. Logicky pak klesají výrobní náklady na složitou konstrukci rozdílných rozváděcích a oběžných lopatek. Na Obr. 2.8 jsou znázorněny rychlostní trojúhelníky, řez lopatkováním a expanzní průběh v i - s diagramu reakčního stupně.



Obr. 1.7 Rychlostní trojúhelníky reakčního stupně

Vlivem značného rozdílu tlaků před oběžnou lopatkovou řadou a za oběžnou lopatkovou řadou nelze použít diskovou konstrukci rotoru. Obdobně jako u akčního stupně by vznikala velká osová síla, kterou by bylo nutné vhodně, ale zpravidla náročným způsobem kompenzovat a zachytit v axiálním ložisku. Tomuto problému se lze vyhnout bubnovou konstrukcí rotoru. Tím je dosahováno působení tlakového rozdílu pouze na vlastní lopatkovou řadu.

Jak už bylo zmíněno, při určité obvodové rychlosti se v reakčním stupni zpracuje menší tepelný spád než ve stupni akčním. Reakční turbína má větší počet stupňů, a proto je také výhodné uspořádání oběžných lopatek na bubnu a rozváděcích přímo ve skříní těsně za sebou. Při těsném uspořádání je maximálně využita výstupní rychlosti z každého stupně ve stupni následujícím.

1.3.3 Porovnání koncepcí lopatkování

Pro porovnání jednotlivých koncepcí je účelné stanovit souvislost obvodové rychlosti u s velikostí izentropického stupňového entalpického spádu h_{iz}^{ST} , čili pro každý případ vyšetřit, jak velký spád h_{iz}^{ST} se zpracuje při dané rychlosti u . Tuto závislost lze vhodně vyjádřit pomocí výstupní rychlosti z rozváděcích lopatek, která je považována za měřítko spádu.[12] Rozlišíme-li porovnání zpracovaných tepelných spádů u reakčního a akčního stupně spolu s Curtisovými stupni, platí:

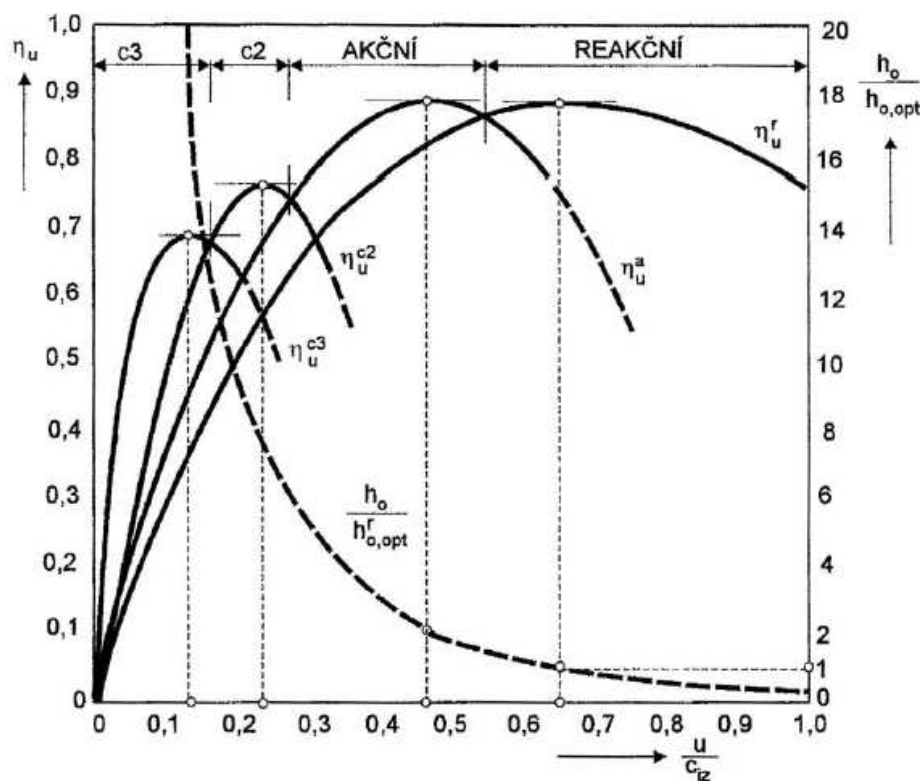
$$h_{iz,opt}^r : h_{iz,opt}^a : h_{iz,opt}^{c2} : h_{iz,opt}^{c3} = 1 : 2 : 8 : 18 \quad (1.3-16)$$

Každá stupňová koncepce optimálně zpracuje rozdílný entalpický spád $h_{iz,opt}$ při určité obvodové rychlosti u .

Průběh obvodových účinností η_u pro jednotlivé koncepce stupňů je uveden na Obr. 2.9. Závislost je vyjádřena na základě rychlostního poměru, který je definován jako:

$$x = \frac{u}{c_{iz}} \quad (1.3-17)$$

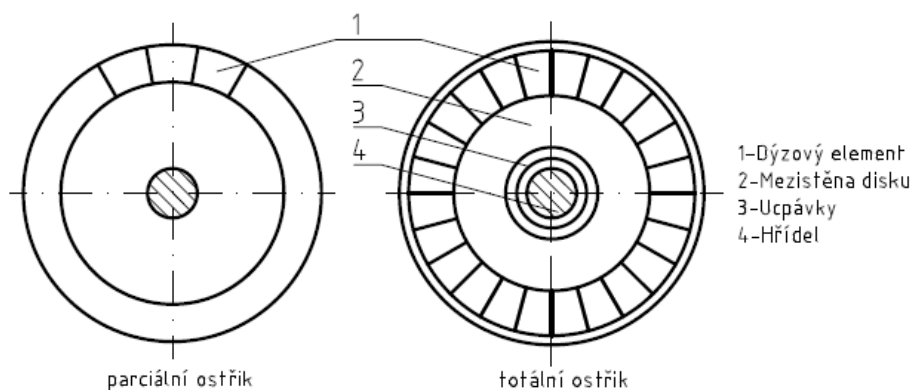
Dále je zde vyznačen rozsah rychlostních poměrů, u nichž má příslušný typ stupně maximální účinnost. Pro srovnání je vyznačena závislost zpracovávaného ideálního spádu h_{iz}^{ST} vzhledem k optimálnímu tepelnému spádu pro reakční stupeň.



Obr. 1.8 Srovnání obvodových účinností jednotlivých typů stupňů.[10]

Z přiloženého obrázku je patrné, že účinnost reakčního stupně má v okolí maxima plošší průběh než účinnost akčního stupně. Reakční turbína tedy není tak citlivá na změnu otáček, respektive zatížení. Toho se s výhodou využívá u aplikací, kdy podle požadavků poháněného stroje je nezbytná změna otáček, jako tomu je u pohonů lodních šroubů, kompresorů a čerpadel. Plošší průběh účinnosti také umožňuje volit nižší rychlostí poměr než je optimální, aniž by došlo ke zřetelnému zhoršení účinnosti. Turbíny pak mohou pracovat ekonomicky při výkonu nižším než nominálním a přebytek nevyužitého výkonu poskytovat do systémových služeb pro regulaci frekvence sítě.

Obvodová účinnost je vyšší u reakčních stupňů, avšak tato výhoda je do jisté míry kompenzována ztrátami ve stupni, zejména okrajovou ztrátou v případě použití lopatek s volnými konci. Proto v případech, kdy vlivem malého objemového průtoku vycházejí velmi krátké lopatky a tudíž velká okrajová ztráta, je výhodnější akční stupeň. Zmíněný benefit akčního stupně se projevuje v možnosti použití částečného ostříku lopatek, což znamená, že proud páry je přiveden pouze na část obvodu oběžné lopatkové řady. Scéma parciálního a totálního ostříku je uvedeno na Obr. 1.9. Částečný ostřík umožní u turbín menšího výkonu vhodnou volbu délky lopatky a velký spád na stupeň a tedy menší počet stupňů. Je však třeba mít na paměti, že reakční lopatky jsou pro zpracování téhož tepelného spádu zhruba 1,5krát větší než lopatky akční, protože jsou dimenzovány na nižší rychlosti.[13]

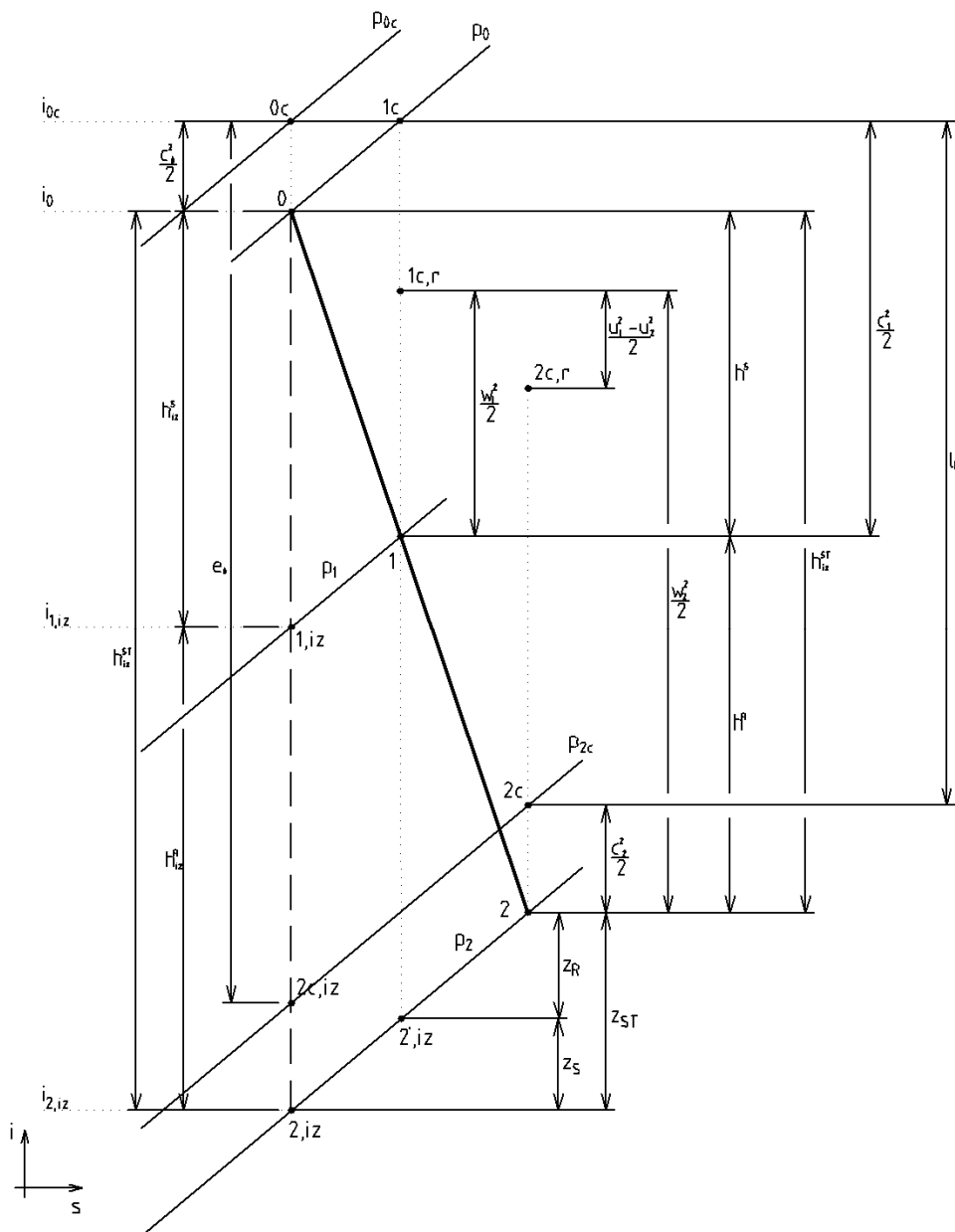


Obr. 1.9 Schéma parciálního a totálního ostříku

Pokud porovnáváme vznikající axiální síly, tak ty jsou výrazně větší u reakčních stupňů. Konstrukční problémy a přidavnou ztrátu vyvozují tyto síly jen u jednotělesových turbín. V případě vícetělesových turbín je osová síla vyrovnána protiproudým uspořádáním.

Investiční náročnost na obě koncepce stupňů je téměř srovnatelná. Schopnost zpracovat přibližně poloviční tepelný spád u reakčního stupně oproti akčnímu stupni je kompenzována uspořádáním reakčních stupňů těsně za sebou. Tím odpadají pracovní rozváděcí a oběžná kola, nezbytná u akčních stupňů. Provozní spolehlivost lze u obou systémů dosáhnout prakticky stejnou. Jen u reakčních stupňů se projevuje menší tuhost lopatek, a proto jsou vibrace lopatek nebezpečnější. Ulomení lopatky má totiž za následek poškození následujících řad lopatek.[13]

1.4 Expanze ve stupni turbíny v diagramu i-s



Obr. 1.10 Průběh expanze pracovní látky ve stupni

1.4.1 Obvodová práce a účinnost

Pro stanovení obvodové práce a následně i obvodové účinnosti je třeba nejprve definovat dílčí účinnosti a následně ztráty v jednotlivých lopatkových řadách. Účinnost rozváděcí lopatkové řady je určena poměrem druhých mocnin skutečné a ideální absolutní rychlosti pracovní látky na výstupu z těchto lopatek. Pro vyjádření tohoto poměru je rovněž používán rychlostní součinitel ϕ rozváděcí lopatkové řady.

$$\eta^s = \frac{c_1^2}{c_{1,i,z}^2} = \phi^2 \quad (1.4-18)$$

Analogicky je možné definovat účinnost oběžné lopatkové řady a rychlostní součinitel pro oběžnou lopatkovou řadu ψ . Účinnost oběžné lopatkové řady je pak rovna poměru druhých mocnin skutečné a ideální relativní rychlosti pracovní látky na výstupu z těchto lopatek.

$$\eta^R = \frac{w_2^2}{w_{2,iz}^2} = \psi^2 \quad (1.4-19)$$

Oba rychlostní součinitele pro rozváděcí i oběžnou lopatkovou řadu jsou funkcí úhlu ohnutí proudu v příslušné lopatkové řadě. Využitím rychlostních součinitelů lze definovat jednotlivé ztráty v rozváděcí a oběžné lopatkové řadě.

Energetická ztráta v rozváděcí lopatkové řadě:

$$z_S = \frac{c_{1,iz}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \cdot \frac{c_{1,iz}^2}{2} \quad (1.4-20)$$

Energetická ztráty v oběžné lopatkové řadě:

$$z_R = \frac{w_{2,iz}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_{2,iz}^2}{2} \quad (1.4-21)$$

Kinetická energie výstupní rychlosti ze stupně může být přeměněna na práci ve stupni následujícím, nebo je zmařena a považována za ztrátu. Pak je nazývána ztráta výstupní rychlostí. Procentuální využití výstupní rychlosti ze stupně zohledňuje součinitel κ .

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} \quad (1.4-22)$$

Energie přivedená do stupně je součet izoetropických spádů na rozváděcí a oběžnou lopatkovou řadu zvětšený o kinetickou energii vstupní rychlostí a zmenšený o kinetickou energii výstupní rychlostí.

$$e_0 = \frac{c_0^2}{2} + h_{iz}^S + h_{iz}^R - \frac{c_2^2}{2} = h_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \quad (1.4-23)$$

Obvodová práce přenesená na rotor l_u se vypočítá odečtením energetických ztrát ve satorové a rotorové lopatkové řadě od práce přivedené e_0 .

$$l_u = e_0 - z_S - z_R \quad (1.4-24)$$

Obvodová účinnost je definována jako poměr práce přenesené na rotor a přivedené energie.

$$\eta_u = \frac{l_u}{e_0} = 1 - \frac{z_S}{e_0} - \frac{z_R}{e_0} - \frac{z_c}{e_0} \cdot (1 - \kappa) \quad (1.4-25)$$

1.5 Hlavní typy parních turbín

Jak už bylo zmíněno v předchozí kapitole, základní částí každé turbíny je její stupňová část. Podle počtu stupňů se dělí turbíny na mnohostupňové a jednostupňové. Jednostupňové turbíny zpracovávají poměrně malé izoentrické spády, a jsou to tedy turbíny menších výkonů. Uplatnění nacházejí zejména pro pohon napáječek, čerpadel a generátorů menších výkonů. U jednostupňových turbín menších spádů se využívá nejčastěji akčního stupně, pro větší spády pak stupně Curtisova. Tyto turbíny pracují zpravidla při vyšších otáčkách a s hnaným strojem jsou spojeny přes převodový systém. Reakční jednostupňové turbíny se nestavějí. Pro větší výkony a vyšší tlaky páry se používají mnohostupňové parní turbíny. Tyto turbíny se mnohdy skládají z tolika stupňů, že už není možné tyto stupně umístit do jediného tělesa turbíny a je nutné zpracovávaný tepelný spád rozdělit do více těles. V takovém případě se jedná o vícetělesové parní turbíny. U těchto typů turbín je třeba přihlídnout k celkové tepelné roztažnosti stroje za provozu, který omezuje maximální počet těles (maximálně 5).[13]

Podle směru toku páry vzhledem k ose rotace parní turbíny, rozeznáváme turbíny axiální, kde pára proudí přibližně po obvodě válce souosého s osou rotace. Během už více než staletého vývoje průmyslových parních turbín se vyvinuly dvě hlavní koncepce axiálních parních turbín, a to s akčními, nebo reakčními stupni. Obě tyto koncepce jsou podrobně rozebrány v předcházející kapitole. V axiálním provedení je konstruována drtivá většina turbín. Druhým typem jsou turbíny radiální, kde pára proudí v rovině kolmé na osu rotace. Zřídka kdy jsou radiální turbíny řešeny jako mnohostupňové. Jsou využívány zejména u expanzních turbín, přeplňovaných turbodmychadel a v neposlední řadě jako předřazená turbína nebo jako první těleso kondenzačních turbín. Radiální stupeň může pracovat centripetálně (pracovní látka proudí směrem k ose rotace), nebo centrifugálně (pracovní látka proudí směrem od osy rotace).

Podle způsobu využití výstupní páry rozeznáváme turbíny kondenzační, u nichž se kondenzační teplo výstupní páry bez dalšího využití předává chladící vodě při velmi nízkém protitlaku. Velikost kondenzačního tlaku je závislá především na teplotě a množství chladící vody a velikosti kondenzátoru. Dalším typem jsou turbíny protitlaké, u nichž se entalpie výstupní páry využije k dalším účelům zpravidla při vyšším protitlaku než u kondenzačních turbín. Po vyexpandování pracovní látky na určitý tlak, bývá u turbín kondenzačních i protitlakých vybudován odběr páry pro průmyslové technologie a do teplárenské soustavy. Takové turbíny se nazývají turbíny s odběrem páry (odběrové). Odběry páry mohou být regulované, nebo neregulované.

Počet otáček turbín je odvislý hlavně od otáček hnaných strojů při jejich přímém spojení. Nejvíce se parních turbín využívá k pohonu elektrických generátorů na střídavý proud o kmitočtu 50 Hz. Z tohoto důvodu většina turbín i pro velké jednotkové výkony pracuje při otáčkách 3000 1/min. Méně častým řešením je použití otáček 1500 1/min u pomaloběžných strojů. Dnes se toto řešení využívá jen u nízkotlakých částí dvouhřídelových turbín velkých jednotkových výkonů, kde by předchozí řešení nebylo možné anebo hospodárné. Parní turbíny menších a středních výkonů jsou velmi často spojeny s hnaným strojem pomocí převodovky a mají značně vyšší otáčky než hnaný stroj (15 000 1/min i více). Tato úprava má tu výhodu, že lze oba stroje navrhnout pro nejvýhodnější otáčky se zřetelem k účinnosti a ceně.[12]

2 Zadání diplomové práce

2.1 Zadání diplomové práce

Cílem diplomové práce je navrhnout vysokootáčkovou parní turbínu s integrovanou převodovkou pro parametry spalovny komunálního odpadu Brno. Výpočet parní turbíny vychází z hodnot, které jsou specifikovány v zadání diplomové práce:

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Hmotnostní tok pracovní látky	\dot{m}	90	t/h
Tlak pracovní látky na vstupu do VT tělesa	p_{VT}	3,8	MPa
Teplota pracovní látky na vstupu do VT tělesa	t_{VT}	450	°C
Tlak pracovní látky na vstupu do ST tělesa	p_{STin}	1,1	MPa
Tlak pracovní látky na vstupu do NT tělesa	p_{NTin}	0,25	MPa
Tlak v kondenzátoru	p_K	0,01	MPa

Tab. 2.1 Zadání diplomové práce

V zadání diplomové práce jsou stanoveny cíle, kterých by mělo být dosaženo:

- Turbinu navrhnete jako integrální s vysokotlakovým a kondenzačním modulem
- Termodynamický výpočet průtočného kanálu turbíny
- Konstrukční výkres podélného řezu turbínou a dispoziční uspořádání turbíny s generátorem

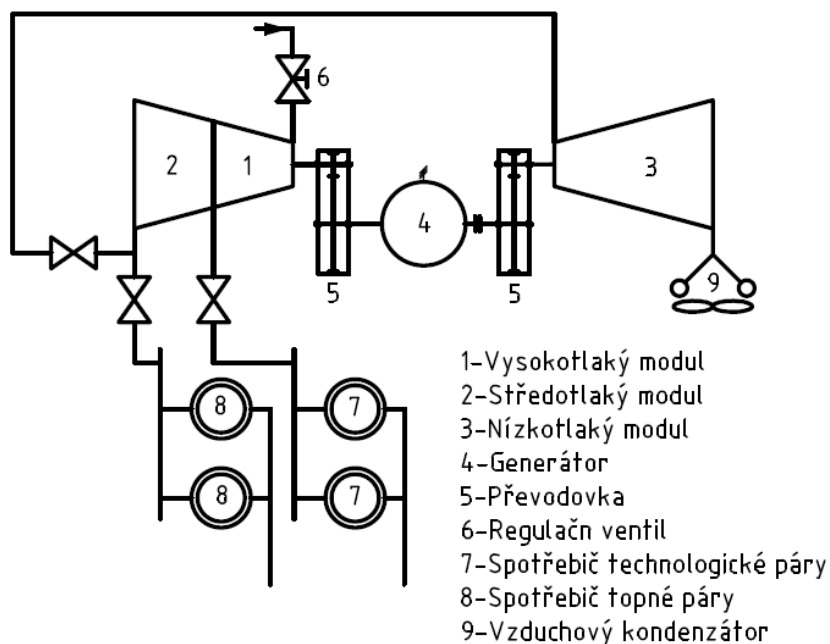
Charakteristika problematiky úkolu:

Ve velkých městech se často využívá energetického potenciálu komunálního odpadu. Odpad je většinou spalován v parních kotlích, ve kterých je vyráběna pára vhodná pro využití v parních turbínách. Spalovny jsou převážně situovány v blízkosti těchto měst, proto lze energii protitlakové páry z turbín využít v zimním období pro jejich vytápění, popřípadě pro technologické procesy. V letním období není pro tepelnou energii ze spalovny upotřebení, proto se obvykle částečně využívá v nízkotlakové kondenzační části parní turbíny. V případě jednohrádelového provedení turbíny je nutné v zimním období část páry přepouštět přes její nízkotlakovou část do kondenzátoru. V případě dvouhrádelového provedení turbíny lze v zimním období odpojit její nízkotlakovou část včetně zařízení kondenzace.[14]

2.2 Rozbor zadání

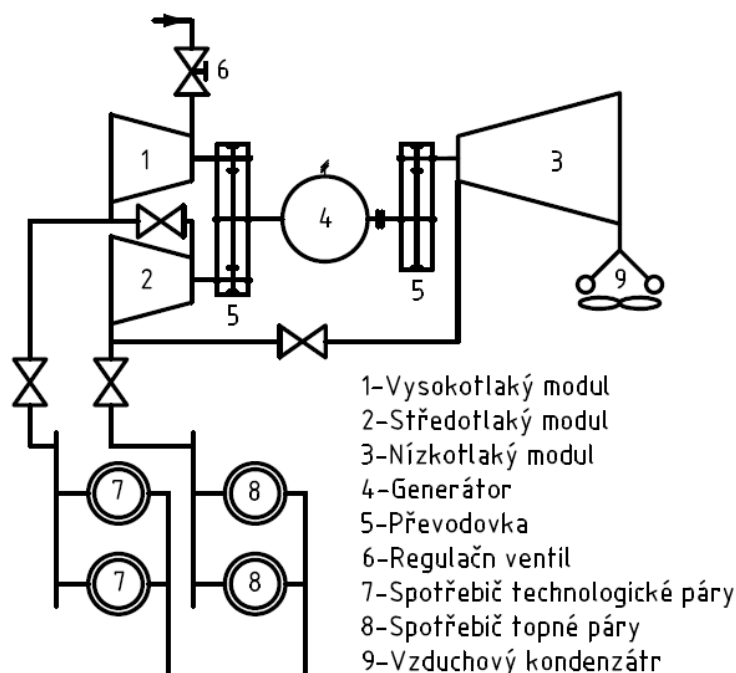
Pro návrh turbíny je uvažováno, že spalovna komunálního odpadu je schopna současně dodávat páru o určitých parametrech do technologických procesů a do topné sítě města Brna. Parametry pro jednotlivé odběry jsou docilovány vyexpandováním páry ve vysokotlaké a středotlaké části turbosoustrojí. Pokud však odběr technologické a topné páry nebude vyžadován, bude pára přepouštěna do nízkotlakého kondenzačního modulu pro další využití. Tím se zvýší procento vyrobené elektrické energie a celková účinnost cyklu. Vyrobené teplo nebude mařeno v kondenzátoru, ale bude efektivně využito. U turbíny se předpokládá, že bude pracovat v sezónním zatížení, v závislosti na množství odebíraného tepla do technologických procesů a do topné soustavy.

Provedení turbosoustrojí pro výše popsané řešení spalovny komunálního odpadu lze realizovat několika různými koncepcemi turbosoustrojí. Jednou variantou je umístění vysokotlakého a středotlakého modulu na jediném hřídeli Obr. 2.1. Pak je z konstrukčního a investičního hlediska vhodné umístit oba moduly do jediného tělesa propojeného přes převodovku s elektrickým generátorem. Nevýhoda spojení obou modulů spočívá v nutnosti volby shodných otáček pro obě části.



Obr. 2.1 Schéma jednohřídelového uspořádání

Další z možných variant řešení je uspořádání, kde vysokotlaký a středotlaký modul jsou umístěny každý na vlastním hřídeli. Oba hřídele jsou pak přes převodovku spojeny s elektrickým generátorem Obr. 2.2.

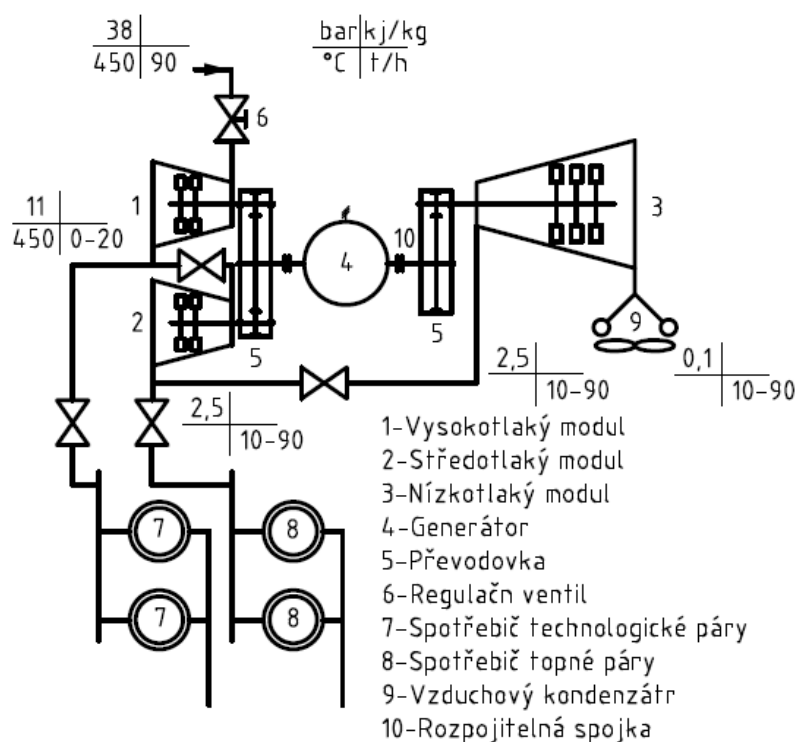


Obr. 2.2 Schéma dvouhřídelového uspořádání

Druhá ze zmíněných koncepcí umožňuje volit rozdílné otáčky pro každé z těles a tím dosahovat mnohem vyšších otáček vysokotlaké části, než by bylo možné v předchozím případě. Použitím vysokých otáček turbíny vede k celé řadě výhod, především zmenšení průměru rotoru, počtu stupňů a tím i axiální délky turbíny. Menší průměr rotoru umožní prodloužení délky lopatek, z čehož plynou menší okrajové ztráty a tím tedy i pozitivní vliv na dosahovanou účinnost. Celkové nižší rozměry a hmotnost stroje pak vedou k velké pružnosti chodu stroje. Dle zadání je dále řešena pouze dvouhřídelová koncepce turbosoustrojí.

2.3 Popis zvolené koncepce

Spalovna komunálního odpadu pracuje na principu Rankin-Clausiova cyklu. Teplo produkované spalování odpadů předává přes stěnu kotle svou energii vodě a ta se mění na páru. Vyrobená pára je o vysokých parametrech nevhodných pro technologické procesy nebo vytápění. Proto se nechá nejprve expandovat ve vysokotlakém tělese parní turbíny, za účelem zisku elektrické energie na parametry požadované technologickými procesy, a z turbíny se část páry odvede ke spotřebiteli. Pro dosažení parametrů páry vhodné k vytápění se zbylá pára dále nechá expandovat ve středotlakém tělese a z turbíny se pára rovněž odvádí ke spotřebiteli. Propojení obou těchto modulů s elektrickým generátorem je řešeno pomocí integrované převodovky se dvěma pastorky. Na prvním pastorku, podle Obr. 2.3, jsou umístěny vysokotlaké stupně. Rotor těchto stupňů je uchycen letmo do převodovky. Obdobným způsobem jsou řešeny i středotlaké stupně druhého pastorku. Turbína pracuje sezónně a v momentě, kdy není zapotřebí odběr pro firemní technologie a vytápění, je pára odváděna do nízkotlaké kondenzační části. Kondenzační modul je připojen k elektrickému generátoru rozpojitelnou spojkou, a tudíž jej lze v případě potřeby odpojit spolu se zařízením vzduchové kondenzace. Celá konstrukce je umístěna spolu s kondenzátorem na společném rámu v jedné rovině, což výrazně snižuje stavební nároky a strojovnu.



Obr. 2.3 Schéma navržené koncepce

Turbosoustrojí může mít pro výše uvedené použití několik konstrukčních variant. Některé konstrukční varianty mohou vysokou měrou ovlivnit termodynamické vlastnosti turbíny, konstrukci, kvalitu a z toho vyplývající cenu turbíny. Jde hlavně o volbu typu lopatkování, uložení rotoru, otáček, umístění ložisek, způsob propojení s generátorem a v neposlední řadě zvoleného způsobu regulace turbíny. Nesmíme však opomenout způsob využití stroje, v tomto případě je snahou dosáhnout jednoduchého konstrukčního řešení s přijatelnou účinností, kde je kladen důraz na provozní spolehlivost.

2.3.1 Volba otáček

Na základě velikosti otáček lze turbosoustrojí prakticky konstruovat ve dvou možných variantách. První z nich je nízkootáčková turbína, která je přímo spojená s generátorem. Druhou variantou je vysokootáčková turbína, kde je vyžadováno zařízení pro redukci otáček nebo frekvence generátorového elektrického proudu. Pro redukci otáček je především užíván převodový systém. V případě změny frekvence je využíván vysokofrekvenční generátor s elektronickým měničem. Na rozdíl od převodovky nejsou frekvenční měniče v praxi odzkoušeny a jejich použití je minimální. Jejich aplikace je realizována pouze u turbín velice nízkých výkonů či ve spalovacích mikroturbínách.

Parní turbíny menších a středních výkonů, přibližně do 30 MW, se dnes navrhují ve velké míře jako vysokootáčkové. Tento trend je využit i při návrhu referované parní turbíny. Turbína navrhovaná v této diplomové práci spadá do kategorie středních výkonů, proto je snahou volit otáčky co možná nejvyšší. Zvyšováním otáček stroje roste obvodová rychlost stroje, což umožňuje zpracovat větší entalpický spád. Zvyšování otáček však má své omezení, a to spočívá v pevnostních limitech použitých materiálů. Použitím vysokých otáček se především zmenší průměr rotoru a počet stupňů a tím i axiální délka celé turbíny. Menší průměr rotoru umožní prodloužení délky lopatek až do té míry, že není nutné použít parciální ostřík lopatek a je možné použít ostřík totální. Tím je dosaženo eliminování ztráty parciálním ostříkem a snížení okrajové ztráty. Výše popsané důvody způsobují především menší velikost turbíny, nižší hmotnost a s tím spojené menší náklady na materiál, výrobu a montáž. Celkově se dosahuje vyšší účinnosti při nízkých rozměrech.

Nevýhoda vysokých otáček spočívá ve vyšší hladině vibrací a hlučnosti při použití převodovky. Právě kvůli nutnosti použití převodky a její ceně nemusí být u turbín menších výkonů vysokootáčková varianta výhodná.

2.3.2 Volba typu lopatkování

U parní turbíny řešené dle zadání lze využít obě koncepce axiálního lopatkování, a to jak akční, tak i reakční. Obě koncepce jsou podrobně popsány a srovnány v kapitole 1.3.1, 1.3.2 a 1.3.3. Jednou z dalších možností je jejich kombinace, tedy konstrukce smíšená. Volba typu lopatkování často vychází z výrobních zvyklostí výrobce, tedy v tomto případě firmy Siemens Turbomachonery. Navzdory tomu, že tento závod ve většině případů využívá lopatkování reakční, je v tomto případě voleno lopatkování akční. Hlavním důvodem pro tuto volbu je možnost zpracování většího tepelného spádu připadajícího na jeden stupeň. Dalším důvodem je větší tuhost lopatek a tím menší náchylnost k vibracím při vysokých obvodových rychlostech. Pozitivem jsou také menší axiální síly působící na rotor a možnost jejich jednoduchého zachycení. Při daném hmotnostním toku páry umožňuje větší délku lopatky a jejich totální ostřík. Na druhou stranu je nutné brát v potaz, že se akční lopatkování projevuje strmějším poklesem účinnosti při nevypočtových stavech.

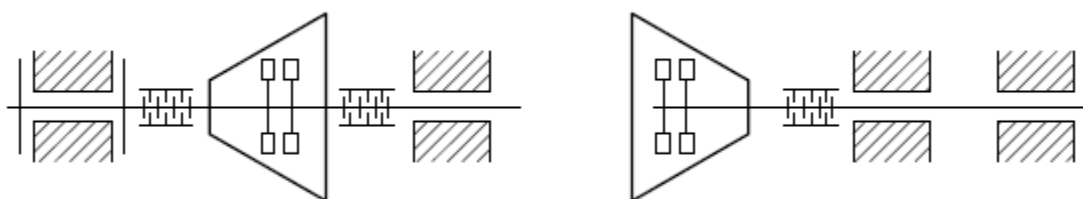
2.3.3 Volba počtu stupňů

Turbíny o výkonu jednotek MW a více jsou koncipovány jako vícestupňové. Tato skutečnost je způsobena tím, že tepelný spád, který je nutné zpracovávat u těchto zařízení, je mnohem větší, než je možné zpracovat v jediném stupni s přijatelnou účinností. Teoreticky však lze jakoukoliv turbínu provést jako jednostupňovou, nehledě na výslednou účinnost. Jak už bylo popsáno v předchozích kapitolách, zásadní vliv na počet stupňů tepelného stroje má volba otáček. S rostoucím počtem otáček klesá počet stupňů, tudíž i celkové rozměry stroje. Počet stupňů je také spojen s požadovanou termodynamickou účinností. Je možné tvrdit, že s rostoucím počtem stupňů do jisté míry roste i účinnost stroje. Na druhou stranu, s rostoucím počtem stupňů v jednom tělese se úměrně zvětšuje axiální stavební délka rotoru a zhoršují se tak provozní vlastnosti stroje (kritické otáčky, průhyb a vibrace). Z těchto důvodů je vždy nutné hledat optimální řešení pro každou aplikaci. Podle zmíněných předpokladů bude navrhované turbosoustrojí realizováno se dvěma stupni ve vysokotlaké části, dvěma stupni ve středotlaké části a třemi v nízkotlaké části.

2.3.4 Volba typu uložení

Rotor turbín může být uložen v ložiscích dvěma různými způsoby v závislosti na poloze lopatkování. První řešení spočívá v umístění lopatkování mezi ložiska. Toto řešení je používáno především u turbín větších a vyšších výkonů, jelikož zaručuje větší stabilitu vůči kmitání. Druhým řešením je umístění lopatek na přepislý konec hřídele, tzv. letmé uložení. Letmé uložení je vhodné pro turbíny spíše nižších výkonů s vysokými otáčkami, mnohdy s použitím integrované převodovky, kde je mezi ložisky umístěn pastorek. Výhodou aplikace tohoto řešení je použití pouze jednoho ložiskového stojanu a nutnost utěsnění rotoru ucpávkou pouze z jedné strany. Jednotlivé typy uložení jsou schématicky zobrazeny na Obr. 1.4.

Rotory bubnového typu reakčních turbín jsou obvykle dosti tuhé, takže jejich kritické otáčky leží nad provozními. U rotorů diskového typu akčních turbín tomu bývá naopak a provozní otáčky jsou vyšší než kritické, jde o rotor elastický. U akčních turbín menších výkonů, které jsou letmo uloženy, se musí proto vhodným návrhem průměru hřídele zaručit dostatečná tuhost rotoru, aby nedocházelo k precesnímu pohybu přepislého konce hřídele.



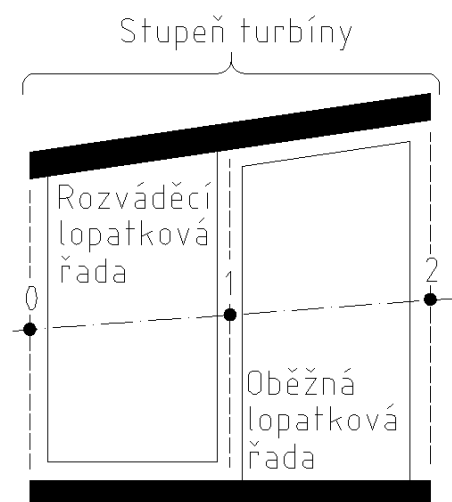
Obr. 2.4 Schémata typů ložení

3 Výpočet stavů pracovní látky

3.1 Popis výpočtového programu

Pro výpočet jednotlivých termodynamických stavů pracovní látky expandující v turbíně jsou využity tabulky vlastností vody a vodní páry „X-Steam“. Tabulky jsou volně dostupné jako „open source“ z internetových stránek [1]. Termodynamické vlastnosti vody a vodní páry vycházejí z mezinárodně přijaté průmyslové formulce IAPWS IF-97 (International Association for Properties of Water and Steam Industrial Formulation 1997). Je zde využíváno standardu IF-97, který poskytuje velmi přesné stanovení vlastností vody a vodní páry v širokém rozmezí tlaků a teplot.[2] Termodynamický výpočet jednotlivých částí parní turbíny je proveden v programu MS Excel s tím, že tabulky X-Steam jsou implementovány jako skript v prostředí a fungují jako jeho nadstavba.

V rámci termodynamického výpočtu turbíny jsou určovány stavové veličiny, které definují stav pracovní látky. Na základě těchto stavových veličin jsou následně vyjádřeny stavové funkce pracovní látky, které jsou hojně využívány při výpočtech turbín, a to pomocí elektronických tabulek X-Steam.[4] Jednotlivé hodnoty stavových veličin a stavových funkcí jsou určovány ve výpočtových rovinách mezi lopatkovými řadami, jak je vidět na obrázku Obr. 4.1. Ve výpočtu je dále předpokládáno, že určované hodnoty leží na středním proudovém vláknu.



Obr. 3.1 Schématické výpočtové roviny

Určované termodynamické veličiny:

Označení	Veličina	Jednotka
p	Tlak	MPa
t	Teplota	°C
v	Měrný objem	m ³ /kg
i	Měrná entalpie	kJ/kg
s	Měrná entropie	kJ/kg.K

Měrná entalpie a měrná entropie jsou dále nazývány pouze jako entalpie a entropie. Příkaz pro vytvoření stavové funkce nebo stavové veličiny je zadáván ve tvaru:

=x_yz(A;B)

x hledaná stavová veličina pracovní látky

y známá stavová veličina pracovní látky

z známá stavová veličina pracovní látky

A hodnota parametru x

B hodnota parametru y

3.2 Výpočet základních parametrů turbíny

Ze zadání diplomové práce Tab. 4.1 jsou známy parametry pracovní látky na vstupu do jednotlivých těles. Pro samotný výpočet je nutno zahrnout přívodní a výstupní ztráty, které sníží vlastní využitelný tepelný spád [3]. Pro další návrh je také nezbytná volba otáček turbíny, které se stanoví na základě charakteristiky převodovky jako funkce přenášeného výkonu. Pro zjednodušení je v dalším výpočtu označováno vysokotlaké těleso pouze jako VT těleso, obdobně středotlaké těleso ST těleso a konečně nízkotlaké kondenzační těleso pouze jako NT těleso.

Tlak pracovní látky před první lopatkovou řadou VT tělesa

V důsledku průchodu pracovní látky přes spouštěcí ventil rychlozávěrný ventil a příváděcí potrubí, dochází ke vzniku tlakových ztrát. Tyto ztráty jsou závislé na konstrukci vstupního ústrojí VT tělesa: tvar rychlozávěrného ventilu, parní síto, umístění vzhledem k turbíně, typ regulačního ventilu a aerodynamika vstupního kanálu k první statorové řadě lopatek. Díky tlakové ztrátě dochází k poklesu tlaku p_{VT} , který je znám ze zadání. Tlak pracovní látky před první lopatkovou řadou VT tělesa je možno vypočítat:

$$p_{VTin} = p_0 = p_{VT} \cdot (0,95 - 0,98) = p_{VT} \cdot 0,98 \quad (3.2-1)$$

Tlak pracovní látky za poslední lopatkovou řadou VT tělesa

V důsledku proudění pracovní látky skrze výstupní hrdlo VT tělesa a následně přes převáděcí potrubí mezi VT a ST tělesem dochází ke vzniku tlakových ztrát. Aby bylo možné pokrýt vzniklé tlakové ztráty, je nutné ukončit expanzi ve VT tělese na vyšším tlaku. Tím je dosažen požadovaný tlak na vstupu do ST tělesa a tlak odběru do technologických procesů. Hodnotu tlaku pracovní látky za poslední lopatkovou řadou VT tělesa je možno přibližně stanovit jako:

$$p_{VTout} = \frac{p_{STin}}{(0,96 - 0,98)} = \frac{p_{STin}}{0,96} \quad (3.2-2)$$

Tlak pracovní látky za poslední lopatkovou řadou ST tělesa

V důsledku proudění pracovní látky skrze výstupní hrdlo ST tělesa a následně přes převáděcí potrubí mezi ST a NT tělesem dochází ke vzniku tlakových ztrát. Aby bylo možné pokrýt vzniklé tlakové ztráty, je nutné ukončit expanzi v ST tělese na vyšším tlaku. Tím je dosažen požadovaný tlak na vstupu do NT tělesa a tlak v odběru do centrálního zásobování teplem. Hodnotu tlaku pracovní látky za poslední lopatkovou řadou ST tělesa je možno přibližně stanovit jako:

$$p_{STout} = \frac{p_{NTin}}{(0,96 - 0,98)} = \frac{p_{NTin}}{0,96} \quad (3.2-3)$$

Tlak pracovní látky za poslední lopatkovou řadou NT tělesa

Vlivem tlakového odporu výstupního hrdla NT tělesa dochází ke vzniku tlakových ztrát. Aby bylo možné pokrýt vzniklou tlakovou ztrátu, je nutné ukončit expanzi v NT tělese na vyšším tlaku. Tím je dosažen požadovaný kondenzátoru p_K . Hodnotu tlaku pracovní látky za poslední lopatkovou řadou NT tělesa je možno přibližně stanovit jako:

$$p_{NTout} = \frac{p_K}{(0,96 - 0,98)} = \frac{p_K}{0,98} \quad (3.2-4)$$

Určení stavových veličin pracovní látky u jednotlivých těles

Voleno: termodynamická účinnost stupňové části VT tělesa η_{VT} , ST tělesa η_{ST} a NT tělesa η_{NT}

Jednotlivé hodnoty účinností stupňových částí jsou předběžně voleny a následně po provedení detailního výpočtu jsou upřesněny.

VT těleso

Na vstupu do VT tělesa je stav pracovní látky definován tlakem p_{VT} a teplotou t_{VT} . Pro tyto stavové veličiny je možné určit stavovou funkci: entalpie i_{VT} a entropie s_{VT} . Expanze pracovní látky ve VT tělese je ukončena na tlaku p_{VTout} . Pro izoentropickou expanzi pracovní látky je možné na základě entropie s_{VT} a tlaku p_{VTout} určit entalpii $i_{VTout,iz}$. Pomocí zvolené termodynamické účinnosti VT tělesa η_{VT} je vypočítána skutečná entalpie na konci expanze ve VT tělese i_{VTout} .

$$i_{VTout} = i_{VT} - (i_{VT} - i_{VTout,iz}) \cdot \eta_{VT} \quad (3.2-5)$$

ST těleso

Expanze pracovní látky v ST tělese probíhá ze stavu, který je definován tlakem p_{STin} a entalpií $i_{STin}=i_{VTout}$. Pro tyto dvě veličiny lze určit stavovou funkci: entropie s_{ST} a teploty t_{STin} . Expanze pracovní látky v ST tělese je ukončena na tlaku p_{STout} . Pro izoentropickou expanzi pracovní látky je možné na základě entropie s_{ST} a tlaku p_{STout} určit stavovou funkci entalpie $i_{STout,iz}$. Následně pomocí zvolené termodynamické účinnosti ST tělesa η_{ST} je vypočítána skutečná entalpie na konci expanze ve ST tělese i_{STout} .

$$i_{STout} = i_{STin} - (i_{STin} - i_{STout,iz}) \cdot \eta_{ST} \quad (3.2-6)$$

NT těleso

Expanze pracovní látky v NT tělese probíhá ze stavu, který je definován tlakem p_{NTin} a entalpií $i_{NTin}=i_{STout}$. Pro tyto dvě veličiny lze určit stavovou funkci: entropie s_{NT} a teploty t_{NTin} . Expanze pracovní látky v NT tělese je ukončena na tlaku p_K . Pro izoentropickou expanzi pracovní látky je možné na základě entropie s_{NT} a tlaku p_{NTout} určit stavovou funkci entalpie $i_{NTout,iz}$. Následně pomocí zvolené termodynamické účinnosti NT tělesa η_{NT} je vypočítána skutečná entalpie na konci expanze ve ST tělese i_{STout} .

$$i_{NTout} = i_{NTin} - (i_{NTin} - i_{NTout,iz}) \cdot \eta_{NT} \quad (3.2-7)$$

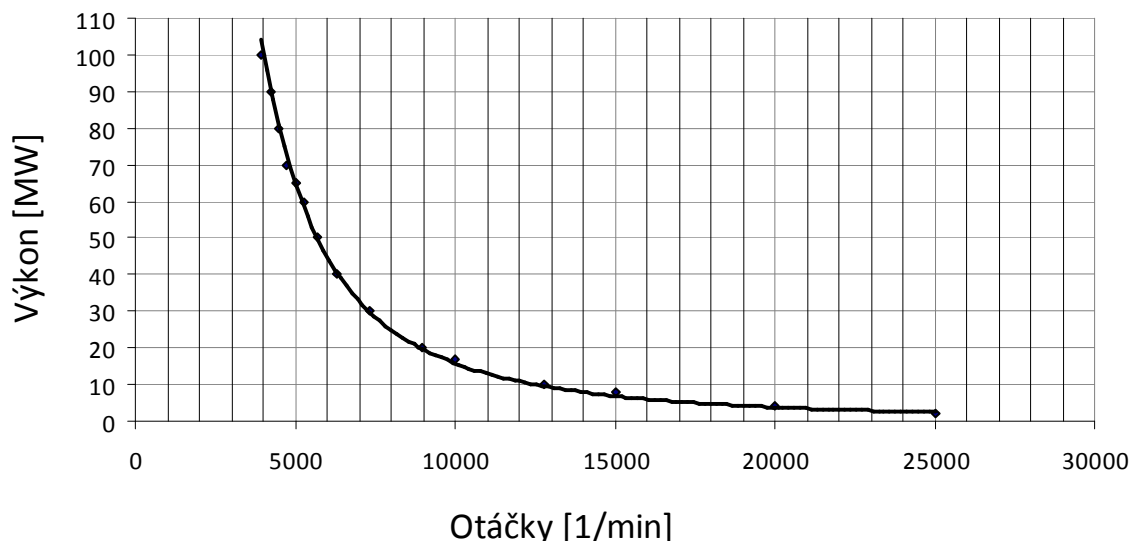
3.3 Otáčky turbíny

Parní turbína a elektrický generátor jsou zařízení, která pro zvolené dvouhřídelové uspořádání dosahující své maximální účinnosti při rozdílných otáčkách. Z tohoto důvodu je nezbytné mezi turbínu a elektrický generátor vložit převodovku, která redukuje vysoké otáčky rotorů na provozní otáčky generátoru. Díky převodovému systému je možné volit otáčky obou zařízení právě takové, jaké jsou pro dané parametry a typ zařízení nejvhodnější.

Při volbě otáček turbíny je vždy několik omezení, která je nutné zohlednit. V první řadě je nutné kontrolovat obvodovou rychlost na středním průměru lopatkování z hlediska dovoleného namáhání lopatek a jejich závěsů, zda nepřesahuje povolenou velikost. Další omezující faktor představuje tzv. charakteristika převodovky, která udává maximální přenášený výkon prostřednictvím převodovky pro zvolené otáčky. V neposlední řadě se musí přihlídnout k výstupním rychlostem páry za poslední lopatkovou řadou, která způsobuje ztrátu výstupní rychlostí.

Ve většině případů je snaha navrhovat otáčky turbíny co nejvyšší, tím je dosaženo zmenšení průměrů rotoru, snížení celkového počtu stupňů a tím i zmenšení axiální délky celé turbíny. Díky menšímu průměru rotoru se prodlouží délky lopatek, z čehož plyne snížení okrajové ztráty. Volbou vysokých otáček se také zlepšují provozní vlastnosti (kritické otáčky, průhyb, vibrace).[3]

Jedna z výhod zvoleného dvouhřídelového uspořádání je možnost volby rozdílných otáček VT a ST tělesa. Jak už bylo zmíněno, otáčky obou rotorů závisí především na technické vyspělosti převodovky, přes kterou se bude přenášet výkon na generátor. Na základě obecné charakteristiky převodovky (Graf. 4.1) a přenášeného výkonu z jednotlivých těles lze odečíst otáčky rotoru.



Graf. 3.1 Obecná charakteristika převodovky

VT těleso

Pro stanovení maximálních otáček VT tělesa n_{VT} je zapotřebí odhadnout jeho předběžný výkon P_{VT} , který je přenášen na převodovku. Ten je funkcí celkového zpracovaného entalpického spádu v tělese $h_{VT,iz}$, hmotnostního průtoku tělesem \dot{m} a odhadnuté termodynamické účinnosti stupňové části VT tělesa η_{VT} :

$$P_{VT} = \dot{m} \cdot (i_{VT} - i_{VTout,iz}) \cdot \eta_{VT} \quad (3.3-8)$$

Na základě vypočteného předběžného výkonu je možné z charakteristiky převodovky odečíst otáčky VT tělesa.

Z obecné charakteristiky převodovky (Graf. 4.1) vyplývá, že pro přenášený výkon P_{VT} jsou přípustné maximální otáčky:

$$n_{VT \max} = 15000 \left[\frac{1}{\min} \right]$$

Z důvodu bezpečnosti provozu převodovky je ve výpočtu provozní bod převodovky dopočítáván tak, aby spadal s určitou rezervou pod maximální přípustné otáčky.

ST těleso

Jak už bylo zmíněno dříve, dvouhřídelové uspořádání dovoluje navrhnout otáčky ST tělesa odlišné od VT tělesa. Obdobně jako u VT tělesa je pro stanovení maximálních otáček ST tělesa n_{ST} zapotřebí odhadnout jeho předběžný výkon P_{ST} , který je přenášen na převodovku. Ten je funkcí celkového zpracovaného entalpického spádu v tělese $h_{ST,iz}$, hmotnostního průtoku tělesem \dot{m} a odhadnuté termodynamické účinnosti stupňové části ST tělesa η_{ST} :

$$P_{ST} = \dot{m} \cdot (i_{ST} - i_{STout,iz}) \cdot \eta_{ST} \quad (3.3-9)$$

Na základě vypočteného předběžného výkonu je možné z charakteristiky převodovky odečíst otáčky ST tělesa.

Z obecné charakteristiky převodovky (Graf. 4.1) vyplývá, že pro přenášený výkon P_{ST} jsou přípustné maximální otáčky:

$$n_{ST \max} = 12000 \left[\frac{1}{\min} \right]$$

Z důvodu bezpečnosti provozu převodovky je ve výpočtu provozní bod převodovky dopočítáván tak aby spadal s určitou rezervou pod maximální přípustné otáčky.

NT těleso

Voleno: η_m

NT těleso je navrženo jako odpojitelny modul a je spojeno s převodovkou pomocí rozpojitelné spojky. Návrh otáček je proveden obdobně jako u předchozích dvou těles. Pro stanovení maximálních otáček NT tělesa n_{NT} je zapotřebí odhadnout jeho předběžný výkon P_{NT} , který je přenášen přes spojku na převodovku. Ten je funkcí celkového zpracovaného entalpického spádu v tělese $h_{NT,iz}$, hmotnostního průtoku tělesem \dot{m} a odhadnuté termodynamické účinnosti stupňové části NT tělesa η_{NT} :

$$P_{NT} = \dot{m} \cdot (i_{NT} - i_{NTout,iz}) \cdot \eta_{NT} \quad (3.3-10)$$

Dále je nutné dopočítat spojkový výkon, který je přenášen na převodovku. Jedná se pouze o snížení výkonu NT tělesa P_{NT} o mechanické ztráty ve spojení.

$$P_{SP} = P_{NT} \cdot \eta_m \quad (3.3-11)$$

Na základě vypočteného předběžného výkonu spojky je možné z charakteristiky převodovky odečíst otáčky NT tělesa.

$$n_{ST\max} = 10000 \left[\frac{1}{\min} \right]$$

U návrhu otáček NT tělesa je nutné zohlednit maximální obvodovou rychlost na špičce lopatky z hlediska dovoleného namáhání lopatek a jejich závěsů, zda nepřesahuje povolenou velikost. [5]

$$u_{NT\max} = 580 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Z tohoto důvodu je nutné dopočítávat otáčky, tak aby byly nižší než podle obecné charakteristiky převodovky. Výběrem nižších otáček je také dosaženo zmenšení ztráty výstupní rychlostí.

Název	Vzorec	Označení	Jednotka	Hodnota
Tlak pracovní látky před první lopatkovou řadou VT tělesa	(4.3-1)	$p_0=p_{VTin}$	MPa	3,724
Tlak pracovní látky za poslední lopatkovou řadou VT tělesa	(4.3-2)	p_{VTout}	MPa	1,146
Tlak pracovní látky za poslední lopatkovou řadou ST tělesa	(4.3-3)	p_{STout}	MPa	0,260
Tlak pracovní látky za poslední lopatkovou řadou NT tělesa	(4.3-4)	p_{NTout}	MPa	0,0102
Účinnost VT tělesa		η_{VT}	1	0,872
Účinnost ST tělesa		η_{NT}	1	0,883
Účinnost NT tělesa		η_{ST}	1	0,823
Entalpie pracovní látky na vstupu do VT tělesa		i_{VT}	kJ/kg	3334,79
Entropie pracovní látky na vstupu do VT tělesa		s_{VT}	kJ/kgK	6,98
Entalpie pracovní látky na výstupu z VT tělesa při izoentropické expanzi		$i_{VTout,iz}$	kJ/kg	3001,98
Entalpie pracovní látky na výstupu z VT tělesa	(4.3-5)	i_{VTout}	kJ/kg	3044,58
Entalpie pracovní látky na vstupu do ST tělesa		i_{STin}	kJ/kg	3044,58
Entropie pracovní látky na vstupu do ST tělesa		s_{STin}	kJ/kgK	7,07
Entalpie pracovní látky na výstupu z ST tělesa při izoentropické expanzi		$i_{STout,iz}$	kJ/kg	2730,78
Entalpie pracovní látky na výstupu z ST tělesa	(4.3-6)	i_{STout}	kJ/kg	2767,49
Entalpie pracovní látky na vstupu do NT tělesa		i_{NTin}	kJ/kg	2767,49
Entropie pracovní látky na vstupu do NT tělesa		s_{NTin}	kJ/kgK	7,18
Entalpie pracovní látky na výstupu z NT tělesa při izoentropické expanzi		$i_{NTout,iz}$	kJ/kg	2276,19
Entalpie pracovní látky na výstupu z NT tělesa	(4.3-7)	i_{NTout}	kJ/kg	2363,15
Výkon VT tělesa	(4.4-8)	P_{VT}	MW	7,26
Maximální otáčky VT tělesa		n_{VT}	1/min	15000,00
Výkon ST tělesa	(4.4-9)	P_{ST}	MW	6,93
Maximální otáčky ST tělesa		n_{ST}	1/min	13000,00
Výkon NT tělesa	(4.4-10)	P_{NT}	MW	10,11
Mechanická účinnost spojky		η_m	1	0,99
Spojkový výkon	(4.4-11)	P_{SP}	MW	10,01
Maximální otáčky NT tělesa		n_{NT}	1/min	10000,00

Tab. 3.1 Vypočtené a zvolené hodnoty v kapitole 4.3 a 4.4

4 Termodynamický výpočet

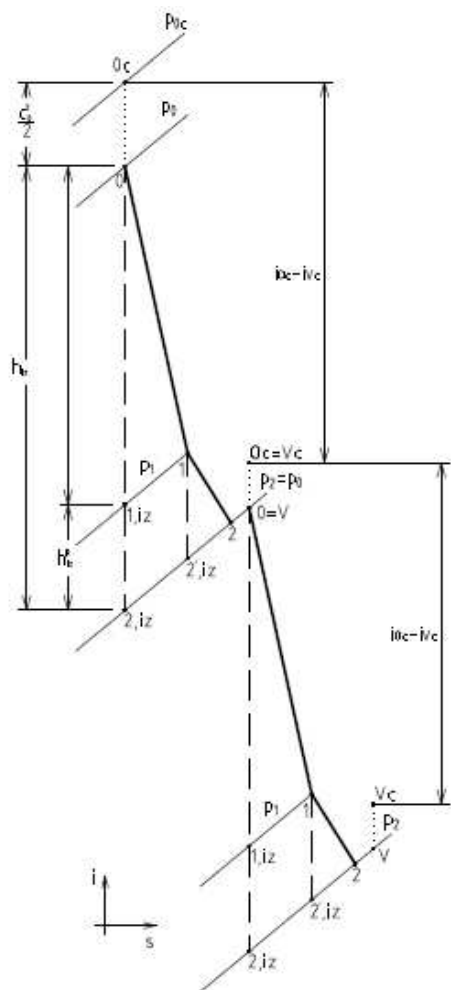
Cílem termodynamického výpočtu je zejména určení geometrických rozměrů, tvar lopatek, jich délky, úhlu nastavení profilů v mříži, konstrukci bandáží, velikost a tvar ucpávek, radiální a axiální vůle. Všechny tyto parametry musí být navrženy tak aby pro přiměřené výrobní náklady bylo dosaženo potřebné účinnosti a spolehlivosti provozu. V rámci výpočtu je však třeba určit s co největší přesností účinnost.

Termodynamický výpočet přednostně vychází ze základních parametrů stanovených v kapitole 3.2 a 3.3. Tyto hodnoty slouží jako vstupní hodnoty pro podrobnější výpočet jednotlivých těles. Výpočet je rozdělen do tří základních částí, pro každé těleso zvlášť. V diplomové práci je výpočet stupňových částí všech tří těles parní turbíny proveden tak, že je nejprve sestaven výpočetní algoritmus, který je tvořen příslušnými vzorci. Následně jsou výsledky výpočtů zpracovány do tabulek a pro přehlednost jsou tabulky umístěny vždy na konec kapitol. Jelikož je termodynamický výpočet principiálně stejný pro každý stupeň, je zde uveden algoritmus výpočtu pouze pro případ VT tělesa. Pro ostatní tělesa jsou shrnuty vstupní a výstupní hodnoty pouze do formy tabulek.

Jelikož se jedná o skupiny akčních lopatkových stupňů, nelze ve výpočtu využít metody c_a/u . [3] Z tohoto důvodu je aplikována metodika detailního výpočtu stupeň po stupni. Návrh jednotlivých těles je proveden na základě literatury [3]. Dále se vychází z předpokladu výpočtu hodnot na střední proudnici. Tento typ výpočtu v praxi slouží většinou k první přiblížení. Pro zpřesňující výpočet lze použít různé metody, které respektují změny geometrie profilu a termodynamických parametrů po výšce lopatky. Zpřesňující výpočet se provádí u návrhů stupňů s relativně dlouhou lopatkou ($l/D > 0,1$), kde se projevuje výrazné prostorové proudění. Podrobnější návrh přesahuje rozsah této diplomové práce, a proto není její součástí.

4.1 Výpočet stupňové části vysokotlakého tělesa

Součástí navrhované stupňové části (dále SČ) VT tělesa jsou dva axiální stupně. Expanze v obou stupních je znázorněna na Obr. 4.1. Stupně pracují v rovnotlakém režimu a jsou navrhovány jako vysokootáčkové, což přináší několik výhod. Zmíněné konstrukční řešení přináší celkové snížení stupňů SČ VT tělesa, nízké axiální síly a komplexní jednoduchost.



Obr. 4.1 Znázornění expanze pracovní látky ve SČ VT tělesa

Stav pracovní látky na vstupu do SČ VT tělesa je dán tlakem p_{VT} , který je nižší o tlakovou ztrátu vzniklou v převáděcím potrubí, spouštěcím ventilu, rychlouzávěrném ventilu a příváděcím potrubí. Tlaková ztráta způsobuje poklesu tlaku p_{VT} , který je znám ze zadání. Stav pracovní látky před rozváděcí lopatkovou řadou je tedy dán tlakem p_{VTin} , který je ve výpočtu stupně označen p_0 a celkovou entalpií i_{VT} , která je známá z předběžného výpočtu základních parametrů turbíny v kapitole 4.3 a je pro tento výpočet označena i_0 . Na vstupu do lopatkování stupně je zvolena rychlost c_0 .

4.2 Výpočetní algoritmus

Celková entalpie na vstupu do stupně:

$$i_{0c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} \quad (4.2-1)$$

Pro hodnoty entalpie i_0 a tlak p_0 na vstupu do stupně je možno dále určit stavové veličiny a stavové funkce, jako jsou teplota t_0 , měrný objem v_0 , entropii s_0 .

Tepelný spád zpracovaný při izoentripické expanzi

Ve výpočtu je postupováno tak, že pro zvolený rychlostí poměr x se hledá takový tepelný spád při izoentripické expanzi, aby nedošlo k překročení maximální dovolené hodnoty obvodové rychlosti a vzniku kritického proudění. U rozváděcí lopatkové řady je omezení dáno především dovoleným ohybovým namáháním lopatek. Zároveň musí být entalpický spád přerozdělen na oba stupně tak, aby byla dosažena hodnota tlaku na konci expanze stupňové části.

$$u_{1\max} = 330 \left[\frac{m}{s} \right]$$

S ohledem na tato omezení je zvolena obvodová rychlost na vstupu do oběžné lopatkové řady u_1 a je dosazena do rovnice (5.1-2).

Tepelný spád zpracovaný při izoentripické expanzi:

$$h_{iz} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{u_1}{x} \right)^2 \quad (4.2-2)$$

Tento tepelný spád je dále rozdělen na oběžnou a rozváděcí lopatkovou řadu pomocí stupně reakce ρ_t .

Tepelný spád zpracovaný při izoentripické expanzi v rozváděcí lopatkové řadě.

$$h_{iz}^S = (1 - \rho_t) \cdot h_{iz} \quad (4.2-3)$$

Tepelný spád zpracovaný při izoentripické expanzi v oběžné lopatkové řadě.

$$h_{iz}^R = \rho_t \cdot h_{iz} \quad (4.2-4)$$

Tlak za rozváděcí a oběžnou lopatkovou řadou

Tlak za rozváděcí lopatkovou řadou p_1 lze určit pomocí entalpie vypočtené z rovnice (5.1-5) a entropie s_0 .

$$i_{1,iz} = i_0 - h_{iz}^S \quad (4.2-5)$$

Tlak za oběžnou lopatkovou řadou p_2 lze určit pomocí entalpie vypočtené z rovnice (5.1-5) a entropie s_0 .

$$i_{2,iz} = i_0 - h_{iz} \quad (4.2-6)$$

Rozváděcí lopatková řada

Voleno: úhel absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady α_1

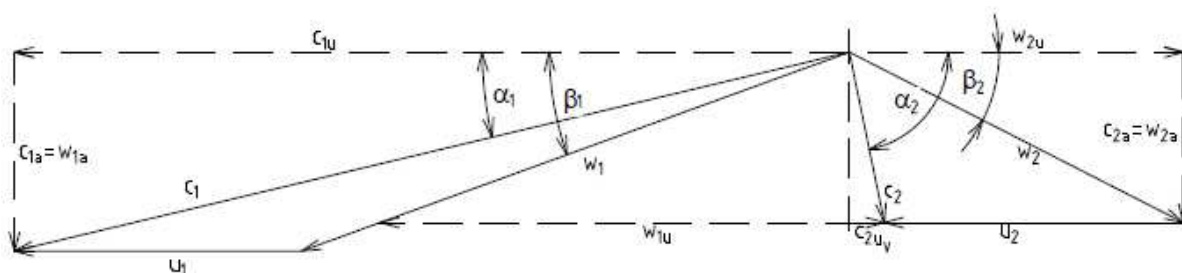
Rychlostní součinitel

Pro určení rychlostního součinitele ϕ je nutné vypočítat z rovnice (5.1-7) úhel ohybu proudu $\Delta\alpha$ na rozváděcí lopatkové řadě. Při výpočtu je uvažován axiální vstup pracovní látky do rozváděcí lopatkové řady.

$$\Delta\alpha = 90 - \alpha_1 \quad (4.2-7)$$

Rychlostní součinitel ϕ je následně odečten z grafu vyjadřujícího průběh rychlostního součinitele na úhlu ohybu, který je uveden v příloze 1.

Označení úhlů a rychlostí v rychlostních trojúhelnících za rozváděcí a oběžnou lopatkovou řadou je zobrazeno na obrázku Obr. 4.2.



Obr. 4.2 Schématické znázornění úhlů a rychlostí v rychlostních trojúhelnících

Rychlosti a úhly na výstupu z rozváděcí lopatkové řady

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatkové řady při izoentrické expanzi:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho_t) \cdot h_{iz} + c_0^2} \quad (4.2-8)$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \phi \quad (4.2-9)$$

Složka absolutní rychlosti v obvodovém směru na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (4.2-10)$$

Složka absolutní rychlosti v axiálním směru na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad (4.2-11)$$

Relativní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 u_1 \cdot \cos \alpha_1} \quad (4.2-12)$$

Složka relativní rychlosti v obvodovém směru na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 \quad (4.2-13)$$

Složka relativní rychlosti v axiálním směru na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$w_{1a} = c_{1a} \quad (4.2-14)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} \quad (4.2-15)$$

Energetická ztráta v rozváděcí lopatkové řadě:

$$z_s = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) \quad (4.2-16)$$

Stav pracovní látky na výstupu z rozváděcí lopatkové řady

Entalpie na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$i_1 = i_0 - h_{iz}^s + z_s \quad (4.2-17)$$

Pro hodnoty entalpie i_1 a tlak p_1 za rozváděcí lopatkovou řadou je možno dále určit stavové veličiny a stavové funkce, jako jsou teplota t_1 , měrný objem v_1 , entropii s_1 .

Rychlost zvuku na výstupu z rozváděcí lopatkové řady

Ve výpočtu je však rychlost zvuku určována z tabulek vlastností vody a vodní páry na základě tlaku p_1 a entalpie i_1 .

Rychlost zvuku je možné dopočítat pomocí:

$$a_1 = \sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_1} \quad (4.2-18)$$

Tento vztah je použit jen v případě výpočtu NT tělesa, kde probíhá expanze v mokré páře. Pomocí tabulek vody a vodní páry totiž nelze určovat rychlost zvuku pod křivkou sytosti. V oblasti přehřáté páry je Poissonova konstanta $\kappa=1,3$, avšak pro mokrou páru musí být určena dle empirického Zeunerova vztahu:

$$\kappa = 1,035 + 0,1 \cdot x_1 \quad (4.2-19)$$

Machovo číslo na výstupu z rozváděcí lopatkové řady

$$M_{a1} = \frac{c_1}{a_1} \quad (4.2-20)$$

Hodnota Machova čísla udává, zda dojde ke kritickému proudění, či nikoli. Jestliže je hodnota Machova čísla nižší než 1, ke kritickému proudění nedojde. Avšak pokud je hodnota Machova čísla větší než 1, kritické proudění nastává a je nutné zvolit vhodný tvar profilu lopatkové řady a to za účelem minimalizace profilové ztráty.

Další variantou kontroly vzniku kritického proudění v mezilopatkovém kanále je na základě tlaku před a za rozváděcí lopatkovou řadou. Pomocí těchto tlaků je možné určit tzv. tlakový poměr.

$$\pi = \frac{P_1}{P_0} \quad (4.2-21)$$

Vypočtený tlakový poměr musí být větší než kritický tlakový poměr π_{krit} , jinak dochází ke kritickému proudění v rozváděcí lopatkové řadě.

Kritický tlakový poměr pro přehřátou vodní páru:

$$\pi_{krit} = 0,546 \quad (4.2-22)$$

Oběžná lopatková řada

Voleno: úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady β_1 , nábojový poměr μ

Rychlostní součinitel

Pro určení rychlostního součinitele ψ je nutné vypočítat z rovnice (5.1-7) úhel ohybu proudu $\Delta\beta$ na oběžné lopatkové řadě.

$$\Delta\beta = (180 - \beta_2) - \beta_1 \quad (4.2-23)$$

Rychlostní součinitel ψ je následně odečten z grafu vyjadřující průběh rychlostního součinitele na úhlu ohybu, který je uveden v příloze 0.

Vstupní a výstupní průměry

Voleno: střední průměr lopatkování ve výpočtové rovině na vstupu do rozváděcí lopatkové řady D_0 .

Vstupní a výstupní průměry oběžné lopatkové řady D_1 a D_2 jsou voleny tak, aby byly větší než průměr D_0 . Tato podmínka zaručí difuzorní tvar průtočného kanálu. U následujícího stupně je průměr na vstupu do rozváděcí lopatkové řady roven výstupnímu průměru z oběžné lopatkové řady předchozího stupně.

Průměr na vstupu do oběžné lopatkové řady:

$$D_1 = D_0 + \Delta_1 \quad (4.2-24)$$

Průměr na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$D_2 = D_1 + \Delta_2 \quad (4.2-25)$$

Zároveň je střední průměr na výstupu z rozváděcí lopatkové řady D_1 volen tak, aby bylo dosaženo stejného průměru všech stupňů tělesa.

Střední délka lopatky na výstupu z rozváděcí lopatkové řady je určena z rovnice kontinuity:

$$l_1 = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D_1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \quad (4.2-26)$$

Patní průměr lopatkování na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$D_{p1} = D_1 - l_1 \quad (4.2-27)$$

Vnější průměr lopatkování na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$D_{c1} = D_1 + l_1 \quad (4.2-28)$$

Z důvodu mnoha okrajových podmínek, které musí volba jednotlivých průměrů splňovat, je celý proces proveden iteračně. Jednou z hlavních okrajových podmínek, kterou musí tato iterační metoda splňovat, je dosažení konstantní hodnoty otáček v každém stupni tělesa. Otáčky jsou dopočítávány, tak aby byly nižší než otáčky maximální, pro případ VT tělesa n_{VTmax} , stanovené na základě charakteristiky převodovky. Pro zachování spolehlivého chodu celého zařízení se otáčky dimenzují s bezpečnou rezervou od otáček maximálních. Tak nedochází k přetěžování převodovky a je zajištěn bezporuchový chod.

$$n = \pi \cdot D_1 \cdot u_1 \quad (4.2-29)$$

Rychlosti a úhly na výstupu z oběžné lopatkové řady

Nábojový poměr stupně je definován:

$$\mu = \frac{D_2}{D_1} = \frac{u_2}{u_1} \quad (4.2-30)$$

Obvodová rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$u_2 = \mu \cdot u_1 \quad (4.2-31)$$

Relativní rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady při izoentrické expanzi:

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \rho_t \cdot h_{iz} + w_1^2 + u_2^2 - u_1^2} \quad (4.2-32)$$

Skutečná relativní rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$w_2 = w_{2iz} \cdot \psi \quad (4.2-33)$$

Složka relativní rychlosti v obvodovém směru na výstup z oběžné lopatkové řady:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad (4.2-34)$$

Složka relativní rychlosti v axiálním směru na výstup z oběžné lopatkové řady:

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad (4.2-35)$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 u_2 \cdot \cos \beta_2} \quad (4.2-36)$$

Složka absolutní rychlosti v obvodovém směru na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$c_{2u} = w_{2u} - u_2 \quad (4.2-37)$$

Složka absolutní rychlosti v axiálním směru na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$c_{2a} = w_{2a} \quad (4.2-38)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$\alpha_2 = \arccos \frac{c_{2u}}{c_2} \quad (4.2-39)$$

Energetická ztráta v oběžné lopatkové řadě:

$$z_R = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \quad (4.2-40)$$

Stav pracovní látky na výstupu z rozváděcí lopatkové řady

Entalpie na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$i_2 = i_1 - h_{iz}^R + z_R \quad (4.2-41)$$

Pro hodnoty entalpie i_2 a tlak p_2 za oběžnou lopatkovou řadou je možno dále určit stavové veličiny a stavové funkce, jako jsou teplota t_2 , měrný objem v_2 , entropie s_2 .

Rychlost zvuku na výstupu z oběžné lopatkové řady

Ve výpočtu je rychlost zvuku určována z tabulek vlastností vody a vodní páry na základě tlaku p_2 a entalpie i_2 .

Rychlost zvuku je také možné dopočítat pomocí:

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_2} \quad (4.2-42)$$

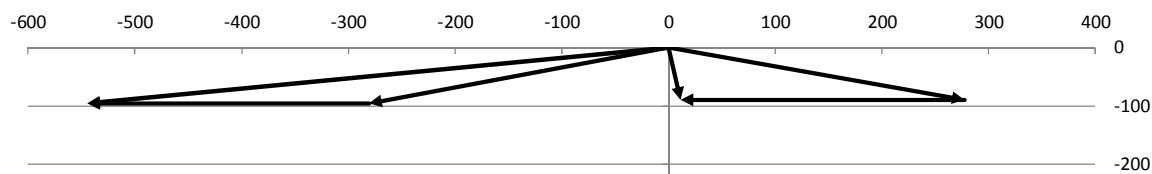
Obdobně jak bylo zmíněno u rychlosti zvuku na výstupu z rozváděcí lopatkové řady, tento vztah je použit jen v případě výpočtu NT tělesa, kde probíhá expanze v mokré páře. Pomocí tabulek vody a vodní páry totiž nelze určovat rychlost zvuku pod křivkou sytosti. V oblasti přehřáté páry je Poissonova konstanta $\kappa=1,3$, avšak v pro mokrou páru je určena dle empirického Zeuneroва vztahu:

$$\kappa = 1,035 + 0,1 \cdot x_1 \quad (4.2-43)$$

Machovo číslo na výstupu z oběžné lopatkové řady

$$M_{w2} = \frac{w_2}{a_2} \quad (4.2-44)$$

Na základě vypočtených rychlostí a úhlů z rozváděcí a oběžné lopatkové řady jsou sestrojeny rychlostní trojúhelníky zobrazené na obrázku Obr. 4.3.



Obr. 4.3 Vstupní a výstupní rychlostní trojúhelníky stupně

Průtočný kanál

Průtočný kanál je navrhován tak, aby patní průměry ve všech výpočtových rovinách u všech stupňů byly stejné. Tento předpoklad je zaveden zejména z technologického hlediska.

Z předchozích výpočtů je znám střední průměr lopatkování ve výpočtové rovině před rozváděcí lopatkovou řadou D_0 , před oběžnou lopatkovou řadou D_1 a za oběžnou lopatkovou řadou D_2 . Ze známého středního průměru lopatkování před rozváděcí lopatkovou řadou D_0 prvního stupně je vypočtena střední délka lopatky v této výpočtové rovině pomocí rovnice kontinuity.

Střední délka lopatky na vstupu do rozváděcí lopatkové řady prvního stupně:

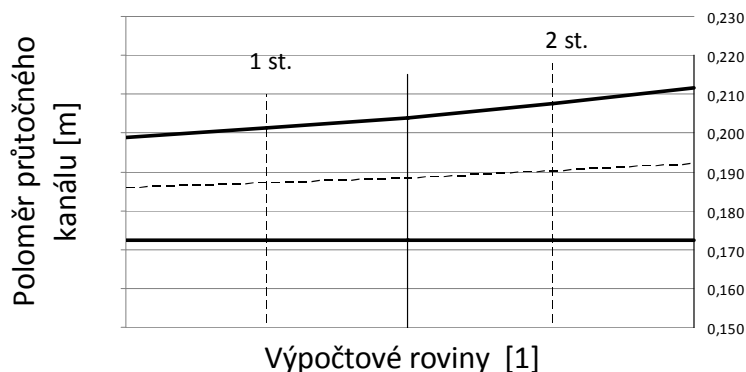
$$l_0 = \frac{\dot{m} \cdot v_0}{\pi \cdot D_0 \cdot c_0} \quad (4.2-45)$$

Dále je potřeba určit střední délku lopatky ve výpočtové rovině na výstupu z oběžné lopatkové řady l_2 . Tato střední délka lopatky bude vždy stejná jak střední délka lopatky ve výpočtové rovině na vstupu do rozváděcí lopatkové řady pro následující stupeň, tedy l_2 pro první stupeň je l_0 pro druhý stupeň.

Střední délka lopatky na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$l_2 = \frac{\dot{m} \cdot v_2}{\pi \cdot D_2 \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} \quad (4.2-46)$$

Pro známé střední průměry lopatkování a střední délky lopatek ve všech výpočtových rovinách je možno vykreslit průtočný kanál, který je zobrazen na Obr. 4.4.

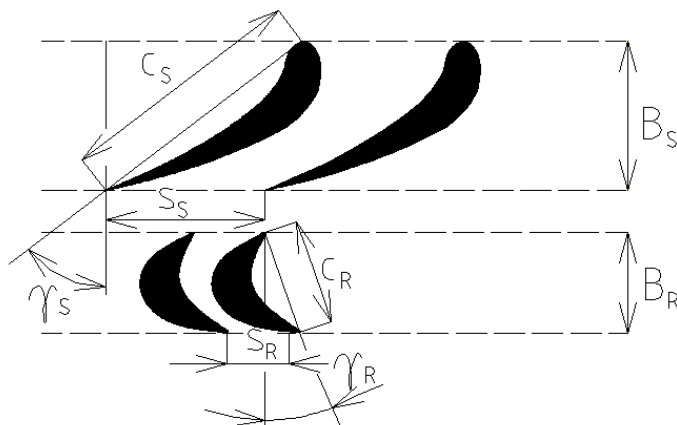


Obr. 4.4 Průtočný kanál SČ tělesa.

Profily lopatkování

Při návrhu lopatek je třeba respektovat v přiměřené míře pevnostní otázku, tzn. volit vhodnou délku tětiny a poměrnou tloušťku profilů rozváděcí i oběžné řady. Při návrhu nových turbín by se mělo co nejvíce využívat ověřených profilů, a tím snížit rozsah typů vybraných lopatek. Pouze ve zvláštních případech se navrhují zcela nové typy lopatek.[5]

Na základě Machových čísel a úhlů jsou voleny profily lopatkování pro rozváděcí a oběžnou lopatkovou řadu. Schéma geometrie profilů rozváděcí a oběžné lopatkové řady SČ tělesa je znázorněno na Obr. 4.5.



Obr. 4.5 Schéma geometrie profilů rozváděcí a oběžné lopatkové řady

Pro rozváděcí lopatkovou řadu je zvolen typ profilu TS-1B o parametrech [3]:

Typ mříže	Rozsah Machova čísla	Vstupní úhly do mříže	Výstupní úhly z mříže	Optimální rozteč s/c	Optimální úhel nastavení γ
Skupina B	0,85-1,3	70-110	10-14	0,74-0,95	32-36

Pro oběžnou lopatkovou řadu je zvolen typ profilu TR-1A o parametrech [3]:

Typ mříže	Rozsah Machova čísla	Vstupní úhly do mříže	Výstupní úhly z mříže	Optimální rozteč s/c	Optimální úhel nastavení γ
Skupina A	0,3-0,9	18-33	16-19	0,6-0,7	76-79

Voleno: z daných intervalů uvedených v uvedených tabulkách profilů je zvolena poměrná rozteč pro rozváděcí lopatkovou řadu $(s/c)_s$ a oběžnou lopatkovou řadu $(s/c)_R$; dále je zvolen úhel nastavení profilu v mříži pro rozváděcí lopatkovou řadu γ_s a oběžnou lopatkovou řadu γ_R ; je také zvolena délka tětiny profilu rozváděcí lopatkové řady c_s a délka tětiny profilu oběžné lopatkové řady c_R

Šířka rozváděcí lopatkové řady:

$$B_s = c_s \cdot \cos \gamma_s \quad (4.2-47)$$

Šířka oběžné lopatkové řady:

$$B_R = c_R \cdot \cos \gamma_R \quad (4.2-48)$$

Rozteč rozváděcí lopatkové řady:

$$s_S = c_S \cdot \left(\frac{s}{c} \right)_S \quad (4.2-49)$$

Rozteč oběžné lopatkové řady:

$$s_R = c_R \cdot \left(\frac{s}{c} \right)_R \quad (4.2-50)$$

Obvodová účinnost stupně

Obvodová účinnost stupně zahrnuje ztrátu v rozváděcí a oběžné lopatkové řadě a ztrátu výstupní rychlostí. Energie výstupní rychlostí $c_2^2/2$ může být využita jako přítoková energie do následujícího stupně, nebo je zmařena jako ztráta na konci tělesa ve výstupním hrdle turbíny.

Energetická ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} \quad (4.2-51)$$

Obvodová účinnost stupně:

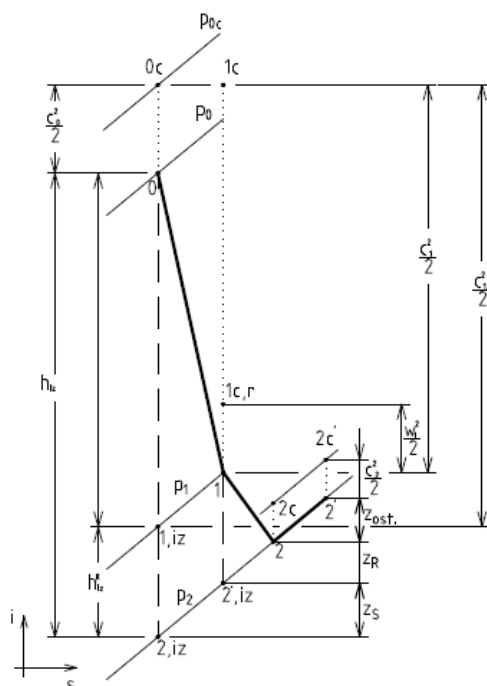
$$\eta_u = \frac{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} - z_1 - z_2 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (4.2-52)$$

Termodynamická účinnost stupně

Termodynamická účinnost zahrnuje oproti obvodové účinnosti i ztráty ostatní Z_{ost} , které se vztahují k celému stupni. V našem případě je uvažována ztráta ventilací (třením) disku oběžného kola ξ_t , ztráta vnitřní netěsností, respektive radiální mezerou ξ_k a ztráta vlhkostí páry ξ_x .

Termodynamická účinnost stupně:

$$\eta_i = \eta_u - \xi_t - \xi_k - \xi_x \quad (4.2-53)$$



Obr. 4.6 Expanze ve stupni s ostatními ztrátami

Poměrná ztráta ventilací:

Ztráta ventilací je způsobena rozdílnou rychlostí pracovní látky jednak v místě styku se statorovými částmi, kde má pracovní látka rychlost shodnou s obvodovou rychlostí příslušného místa, a v místě styku s rotorovými částmi, kde má rychlost nulovou. Tato diference v rychlostech pracovní látky, v mezeře mezi statorovými a rotorovými částmi, způsobuje růst rychlosti z nulové hodnoty na hodnotu obvodové rychlosti. V důsledku různých obvodových rychlostí v radiálním směru vzniká rozdílná odstředivá síla, což je příčinou sekundárního proudění.[5]

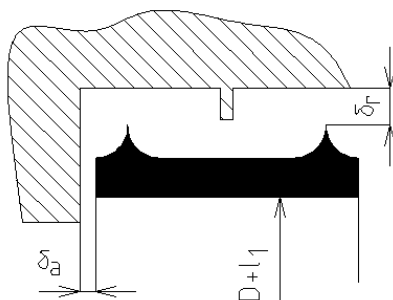
$$\xi_t = k_{i\bar{r}} \cdot \frac{D_1}{S_1} \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{i\bar{r}}}} \right)^3 \quad (4.2-54)$$

Součinitel k_{tr} je funkcí několika faktorů, avšak pro obvyklé poměry je uvažován v rozmezí $k_{\text{tr}} = (0,45 \dots 0,8) \cdot 10^{-3}$. Průtočný průřez S_1 pro páru je pak dopočítáván jako:

$$S_1 = \pi \cdot D_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad (4.2-55)$$

Poměrná ztráta vnitřní netěsností:

Snížení účinnosti stupně vnitřní netěsností je způsobeno tím, že část pracovní látky obtéká oběžné lopatky, a tím nepřispívá ke konání práce. Zároveň v důsledku obtékání oběžných lopatek vstupuje do hlavního proudu pracovní látky určité množství pracovní látky, které nemá stejnou rychlost jako hlavní proud a do určité míry hlavní proud ubrzďuje, a tím narušuje požadovaný charakter proudění.[5] V našem případě je uvažována ztráta pouze únikem pracovní látky radiální mezerou kolem bandáže. Schéma bandáže oběžné lopatkové řady je vidět na Obr. 4.7.



Obr. 4.7 Schéma bandáže oběžné lopatkové řady.

$$\xi_k = \delta_{ekv} \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho_t}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D_1 + l_1)}{S_1} \quad (4.2-56)$$

Chybějící hodnoty ve vztahu jsou dopočítány z následujících vzorců. Voleny jsou dva břity bandáže $z_r=2$.

Radiální vůle mezi oběžnou lopatkovou řadou s bandáží a radiální omezující plochou:

$$\delta_r = \frac{1}{1000} \cdot D_1 + 0,0002 \quad (4.2-57)$$

Axiální vůle mezi oběžnou a rozváděcí lopatkovou řadou:

$$\delta_a = 0,008 \cdot (D_1 + l_1) \quad (4.2-58)$$

Stupeň reakce na špičce lopatky:

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho_t) \cdot \frac{\frac{D_1}{l_1}}{1 + \frac{D_1}{l_1}} \quad (4.2-59)$$

Ekvivalentní mezera:

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z_r}{\delta_r^2}}} \quad (4.2-60)$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry:

Hlavním mechanismem, který se podílí na celkové ztrátě vlhkostí páry, je urychlování vodních kapiček při jejich kondenzaci a ztráty nárazy těchto kapiček a oběžné lopatky. Výpočet poměrné ztráty vlhkostí vychází z měrné suchosti páry před a za stupněm x_0 , x_2 . Měrné suchosti páry jsou odečteny pomocí tabulek vody a vodní páry na základě znalosti tlaku p_0 , respektive p_2 a entalpie i_0 , respektive i_2 .

$$\xi_x = \left(1 - \frac{x_0 - x_2}{2}\right) \quad (4.2-61)$$

Entalpie pracovní látky na výstupu ze stupně

$$i_v = i_2 + (\xi_t + \xi_k + \xi_x) \cdot \left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) \quad (4.2-62)$$

Vnitřní výkon stupně

$$P_i = \dot{m} \cdot \left[\left(i_0 + \frac{c_0^2}{2} \right) - \left(i_v + \frac{c_2^2}{2} \right) \right] \quad (4.2-63)$$

Skutečný tepelný spád zpracovaný ve stupni

$$H_i = \left(i_0 + \frac{c_0^2}{2} \right) - \left(i_v + \frac{c_2^2}{2} \right) \quad (4.2-64)$$

Stav pracovní látky na výstupu ze stupně

Na výstupu ze stupně je známá statická entalpie i_v a tlak p_2 .

Celková entalpie:

$$i_{vc} = i_v + \frac{c_2^2}{2} \quad (4.2-65)$$

Celkový tlak na výstupu ze stupně p_{2c} odpovídá celkové entalpii i_{vc} a entropii s_v , která je určena pro entalpii i_v a tlak p_2 .

4.2.1 Parametry stupňové částí tělesa

Vnitřní výkon SČ tělesa:

$$P_i^{SČ} = \sum_{j=1}^z P_i^j \quad (4.2-66)$$

Skutečný tepelný spád zpracovaný ve SČ VT tělesa:

$$H_i^{SČ} = \left(i_0 + \frac{c_0^2}{2} \right)_1 - \left(i_v + \frac{c_2^2}{2} \right)_z \quad (4.2-67)$$

Tepelný spád zpracovaný ve SČ tělesa při izoentropické expanzi:

$$H_{iz}^{SČ} = \left(i_0 + \frac{c_0^2}{2} \right)_1 - i_{n,iz} \quad (4.2-68)$$

Hodnota $i_{n,iz}$ je určena pro tlak p_2 posledního stupně a entropii s_0 stupně prvního.

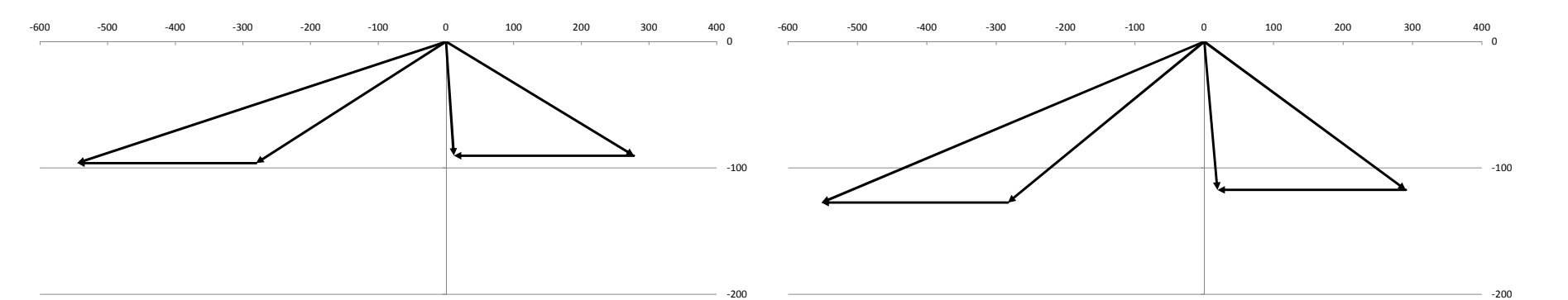
Termodynamická účinnost SČ tělesa:

$$\eta_{tdi}^{SČ} = \frac{H_i^{SČ}}{H_{iz}^{SČ}} \quad (4.2-69)$$

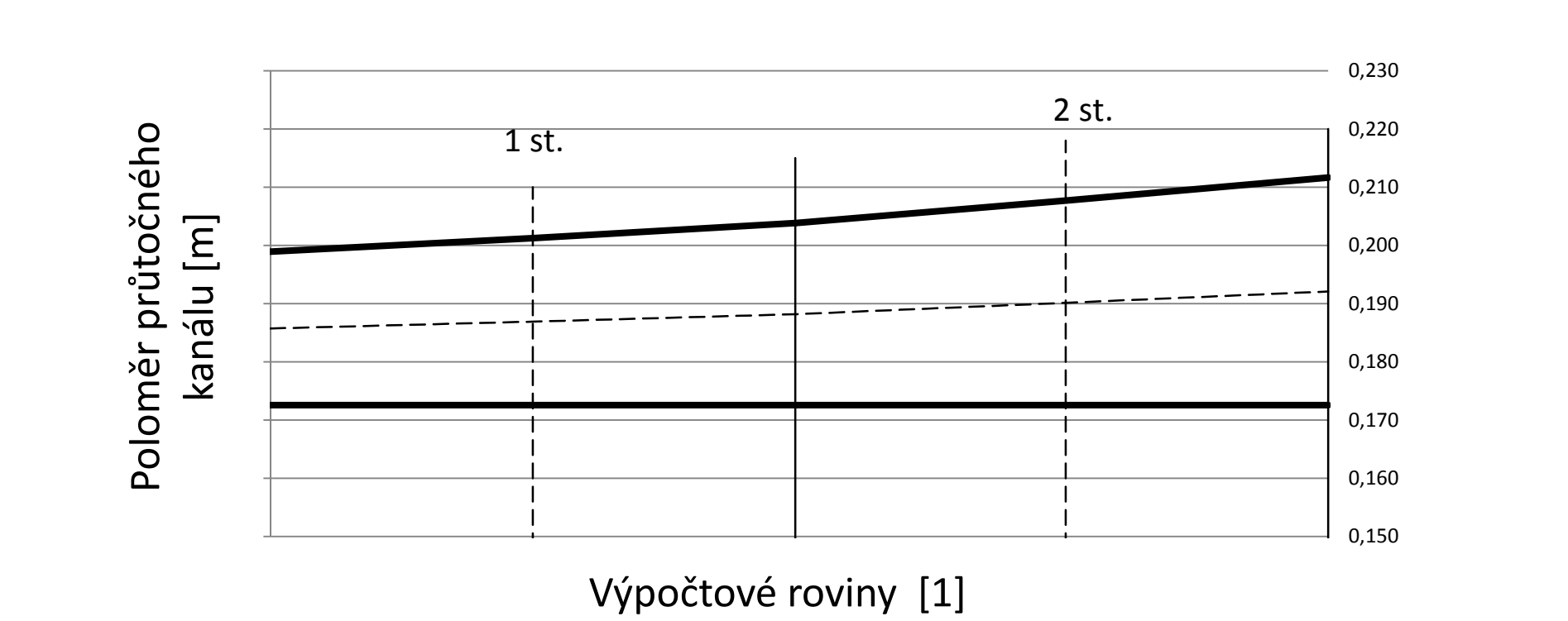
Název	Vzorec	Označení	Jednotka	Hodnota	
				1.	2.
Vstupní hodnoty:					
Entalpie na vstupu do stupně		i ₀	kJ/kg	3334,79	3189,76
Entropie na vstupu do stupně		s ₀	kJ/kg.K	6,975	7,006
Tlak na vstupu do stupně		p ₀	bar	37,24	21,59
Měrný objem na vstupu do stupně		v ₀	m ³ /kg	0,086	0,134
Teplota na vstupu do stupně		t ₀	°C	450,0	374,8
Volené hodnoty:					
Rychlostní poměr		x	1	0,46	0,46
Obvodová rychlost na výstupu z RLŘ		u ₁	m/s	264	269
Stupeň reakce		ρ _t	1	0,05	0,05
Rychlost na vstupu do stupně		c ₀	m/s	70,0	90,9
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ		α ₁	°	10	13
Rychlostní součinitel		φ	1	0,981	0,982
Úhel relativní rychlosti na výstupu z OLŘ		β ₂	°	18	22
Rychlostní součinitel		ψ	1	0,899	0,924
Střední průměr lopatkování na vstupu do RLŘ		D ₀	m	0,371	0,376
Střední průměr lopatkování na vstupu do OLŘ	(4.2-24)	D ₁	m	0,374	0,380
Střední průměr lopatkování na výstupu do RLŘ	(4.2-25)	D ₂	m	0,376	0,384
Vypočtené hodnoty:					
Tepelný spád ve stupni při izoentrické expanzi	(4.2-2)	h _{iz}	kJ/kg	164,96	170,73
Tepelný spád v RLŘ při izoentrické expanzi	(4.2-3)	h _{iz} ^S	kJ/kg	156,71	162,20
Tepelný spád v OLŘ při izoentrické expanzi	(4.2-4)	h _{iz} ^R	kJ/kg	8,25	8,54
Entalpie za RLŘ při izoentrické expanzi	(4.2-5)	i _{liz}	kJ/kg	3178,08	3027,56
Tlak za RLŘ		p ₁	bar	22,22	11,85
Tlakový poměr	(4.2-21)	π	1	0,597	0,549
Entalpie za OLŘ při izoentrické expanzi	(4.2-6)	i _{2iz}	kJ/kg	3169,84	3019,02
Tlak za OLŘ		p ₂	bar	21,59	11,45
Celková entalpie na vstupu do stupně	(4.2-1)	i _{0c}	kJ/kg	3337,24	3193,89
Rozváděcí lopatková řada:					
Uhel ohybu proudu na RLŘ	(4.2-7)	Δα	°	80	77
Absolutní rychlost na výstupu z RLŘ při izoentrické expanzi	(4.2-8)	c _{liz}	m/s	564,2	576,8
Skutečná absolutní rychlost na výstupu z RLŘ	(4.2-9)	c ₁	m/s	553,3	566,4
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-10)	c _{1u}	m/s	544,9	551,9
Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-11)	c _{1a}	m/s	96,1	127,4
Relativní rychlost na výstupu z RLŘ	(4.2-12)	w ₁	m/s	296,7	310,5
Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-13)	w _{1u}	m/s	280,7	283,1
Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-14)	w _{1a}	m/s	96,1	127,4
Úhel relativní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-15)	β ₁	°	18,9	24,2
Energetická ztráta v RLŘ	(4.2-16)	z _S	kJ/kg	6,07	5,91
Entalpie na výstupu z RLŘ	(4.2-17)	i ₁	kJ/kg	3184,15	3033,47
Teplota na výstupu z RLŘ		t ₁	°C	372,8	293,9
Měrný objem na výstupu z RLŘ		v ₁	m ³ /kg	0,129	0,214
Entropie na výstupu z RLŘ		s ₁	kJ/kg.K	6,985	7,017
Rychlost zvuku na výstupu z RLŘ	(4.2-18)	a ₁	m/s	609,0	573,6
Machovo číslo na výstupu z RLŘ	(4.2-20)	M _{a1}	1	0,91	0,99
Oběžná lopatková řada:					
Nábojový poměr	(4.2-30)	μ	1	1,00697111	1,010322
Uhel ohybu proudu na OLŘ	(4.2-23)	Δβ	°	143,1	133,8
Obvodová rychlost na výstupu z OLŘ	(4.2-31)	u ₂	m/s	266,1	271,6
Relativní rychlost na výstupu z OLŘ při izoentrické expanzi	(4.2-32)	w _{2iz}	m/s	324,8	339,1
Skutečná relativní rychlost na výstupu z OLŘ	(4.2-33)	w ₂	m/s	291,9	313,3
Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-34)	w _{2u}	m/s	277,6	290,5
Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-35)	w _{2a}	m/s	90,2	117,4
Absolutní rychlost na výstupu z OLŘ	(4.2-36)	c ₂	m/s	90,9	118,9
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-37)	c _{2u}	m/s	11,5	18,9
Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-38)	c _{2a}	m/s	90,2	117,4
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-39)	α ₂	°	82,72	80,84
Energetická ztráta v OLŘ	(4.2-40)	z _R	kJ/kg	10,16	8,40
Entalpie na výstupu z OLŘ	(4.2-41)	i ₂	kJ/kg	3186,07	3033,33
Teplota na výstupu z OLŘ		t ₂	°C	373,2	293,3
Měrný objem na výstupu z OLŘ		v ₂	m ³ /kg	0,134	0,221
Entropie na výstupu z OLŘ		s ₂	kJ/kg.K	7,001	7,032
Rychlost zvuku na výstupu z OLŘ	(4.2-42)	a ₂	m/s	609,5	573,6
Machovo číslo na výstupu z OLŘ	(4.2-44)	M _{a2}	1	0,48	0,55
Rozměry stupně:					
Střední délka lopatky na vstupu do RLŘ	(4.2-45)	l ₀	m	0,026	0,031
Střední délka lopatky na vstupu z OLŘ	(4.2-26)	l ₁	m	0,029	0,035
Střední délka lopatky na výstupu z OLŘ	(4.2-46)	l ₂	m	0,031	0,039
Poměrná rozteč RLŘ		(s/c) _S	1	0,800	0,800
Poměrná rozteč OLŘ		(s/c) _R	1	0,650	0,650

Uhel nastavení profilu v mříži RLŘ		γ_S	°	34,000	34,000
Uhel nastavení profilu v mříži OLŘ		γ_R	°	13,000	13,000
Délka tětiny RLŘ		c_S	m	0,070	0,070
Délka tětiny OLŘ		c_R	m	0,050	0,050
Šířka RLŘ	(4.2-47)	B_S	m	0,058	0,058
Šířka OLŘ	(4.2-48)	B_R	m	0,049	0,049
Rozteč RLŘ	(4.2-49)	s_S	m	0,056	0,056
Rozteč OLŘ	(4.2-50)	s_R	m	0,033	0,033
Parametry stupně:					
Energetická ztráta výstupní rychlostí	(4.2-51)	z_C	kJ/kg	4,13	7,07
Obvodová účinnost stupně	(4.2-52)	η_U	1	0,878	0,878
Poměrná ztráta ventilací	(4.2-54)	ξ_t	1	0,00052134	0,00034
Ekvivalentní mezera	(4.2-60)	δ_{ekv}	1	0,00032213	0,000326
Axiální vůle	(4.2-58)	δ_a	m	0,00276078	0,002761
Počet břitů bandáže		z_r	1	2	2
Radiální vůle	(4.2-57)	δ_r	m	0,00057379	0,00058
Poměrná ztráta radiální mezerou	(4.2-56)	ξ_k	1	0,02152676	0,014624
Poměrná ztráta vlhkostí páry	(4.2-61)	ξ_x	1	0	0
Termodynamická účinnost stupně	(4.2-53)	η_i	1	0,8563	0,8628
Entalpie na výstupu ze stupně	(4.2-62)	i_v	kJ/kg	3189,757	3035,942
Vnitřní výkon stupně	(4.2-63)	P_i	kW	3583,798	3772,008
Skutečný tepelný spád zpracovaný ve stupni	(4.2-64)	H_i	kJ/kg	143,352	150,880
Celková entalpie na výstupu ze stupně	(4.2-65)	i_{vc}	kJ/kg	3193,890	3043,010
Entropie na výstupu ze stupně		s_v	kJ/kg.K	7,006	7,036
Celkový tlak na výstupu ze stupně		p_c	bar	21,897	11,772
Otáčky	(4.2-29)	n	1/min	13500	13500
Parametry SČ					
Vnitřní výkon SČ VT tělesa	(4.2-66)	$P_i^{SČ}$	kW	7355,81	
Skutečný tepelný spád zpracovaný ve SČ VT tělesa	(4.2-67)	$H_i^{SČ}$	kJ/kg	294,23	
Entalpie za posledním stupněm při izoentropické expanzi		$i_{vT_{out,jz}}$	kJ/kg	3001,80	
Tepelný spád zpracovaný ve SČ VT tělesa při izoentropické expanzi	(4.2-68)	$H_{iz}^{SČ}$	kJ/kg	335,44	
Termodynamická účinnost SČ VT tělesa	(4.2-69)	$\eta_{tdi}^{SČ}$	1	0,8772	

Tab. 4.1 Vypočtené a zvolené hodnoty SČ VT tělesa



Obr. 4.8 Rychlostní trojúhelníky SČ VT tělesa



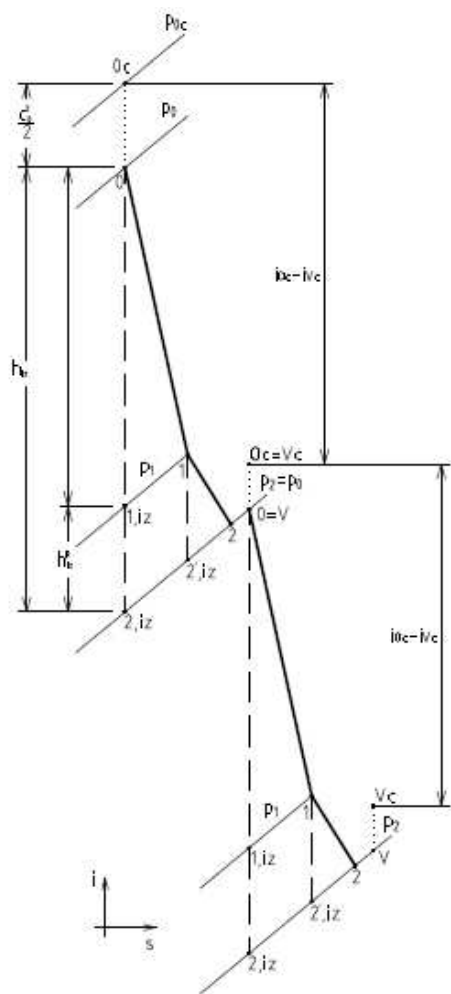
Obr. 4.9 Průtočný kanál SČ VT tělesa

4.3 Výpočet stupňové části středotlakého tělesa

Stupňová část středotlakého tělesa je navrhována obdobně jako SČ část vysokotlaká se dvěma axiálními stupni pracujícími v rovnotlakém režimu. Opět je snahou dosáhnout co největších otáček turbíny, které zališťují snížení stupňů SČ ST tělesa, nízké axiální síly a komplexní jednoduchost.

Za účelem dosažení požadovaných parametrů na vstupu do SČ ST tělesa byla expanze pracovní látky ve SČ VT tělesa ukončena na tlaku vyšším než je vstupní tlak do SČ ST tělesa p_{STin} . V důsledku proudění pracovní látky skrze výstupní hrdlo VT tělesa a následně přes převáděcí potrubí mezi VT a ST tělesem totiž dochází ke vzniku tlakových ztrát a poklesu tlaku na hodnotu p_{STin} . Touto ztrátou je rovněž docíleno adekvátních parametrů pro odběr páry do technologických procesů.

Expanze pracovní látky ve SČ ST tělesa tedy probíhá ze stavu, který je definován tlakem p_{STin} a entalpií $i_{STin}=i_{VTout}$. Obě tyto hodnoty jsou známy z výpočtu základních parametrů turbíny v kapitole 3.2 a výsledku výpočtu SČ VT tělesa v kapitole 4.2. Tyto veličiny jsou ve výpočtovém algoritmu stejně jako u SČ VT tělesa označeny p_0 a i_0 . Na vstupu do lopatkování stupně je zvolena rychlost c_0 . Schéma expanze ve SČ ST tělesa je zobrazeno na Obr. 4.10.

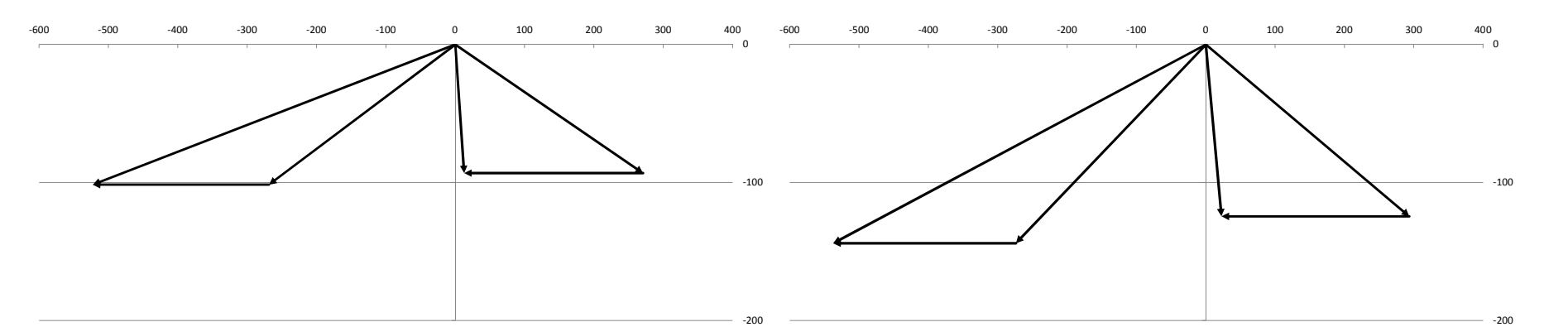


Obr. 4.10 Znáznornění expanze pracovní látky ve SČ ST tělesa

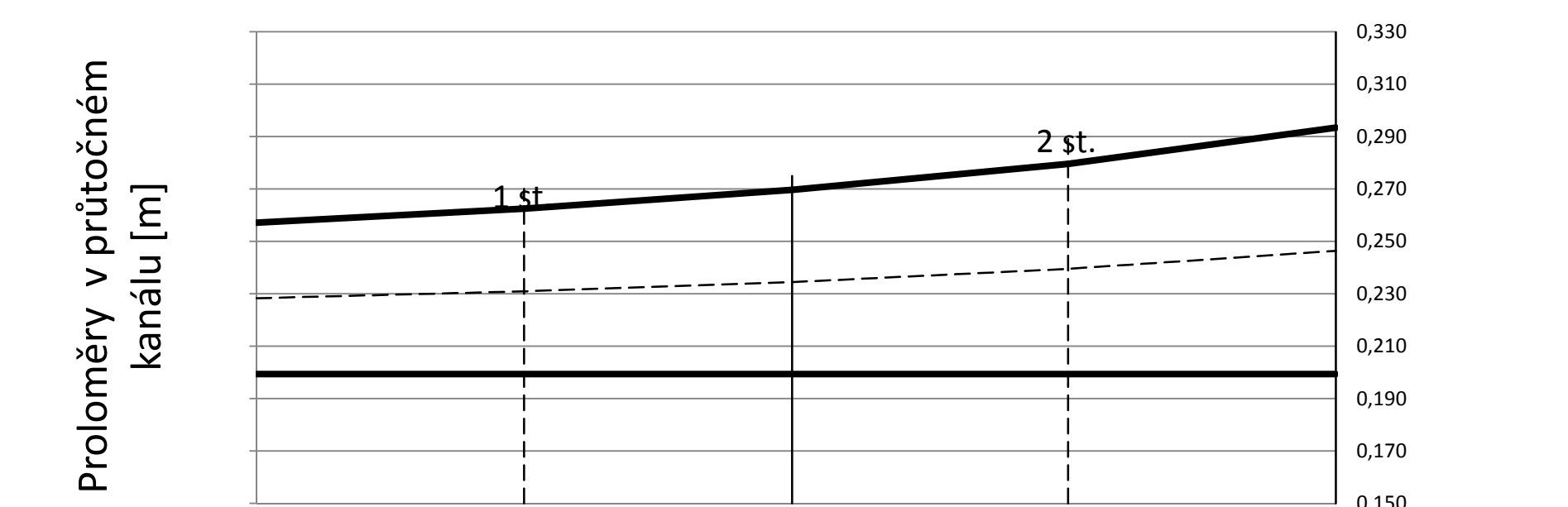
Název	Vzorec	Označení	Jednotka	Hodnota	
				1.	2.
Vstupní hodnoty:					
Entalpie na vstupu do stupně		i ₀	kJ/kg	3040,56	2904,60
Entropie na vstupu do stupně		s ₀	kJ/kg.K	7,062	7,096
Tlak na vstupu do stupně		p ₀	bar	11,00	5,79
Měrný objem na vstupu do stupně		v ₀	m ³ /kg	0,232	0,387
Teplota na vstupu do stupně		t ₀	°C	296,1	224,5
Volené hodnoty:					
Rychlostní poměr		x	1	0,46	0,46
Obvodová rychlost na výstupu z RLŘ		u ₁	m/s	254	263
Stupeň reakce		ρ _t	1	0,05	0,05
Rychlost na vstupu do stupně		c ₀	m/s	70,0	94,1
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ		α ₁	°	11	15
Rychlostní součinitel		φ	1	0,981	0,983
Úhel relativní rychlosti na výstupu z OLŘ		β ₂	°	19	23
Rychlostní součinitel		ψ	1	0,907	0,935
Střední průměr lopatkování na vstupu do RLŘ		D ₀	m	0,457	0,469
Střední průměr lopatkování na vstupu do OLŘ	(4.2-24)	D ₁	m	0,462	0,479
Střední průměr lopatkování na výstupu do RLŘ	(4.2-25)	D ₂	m	0,469	0,493
Vypočtené hodnoty:					
Tepelný spád ve stupni při izoentrické expanzi	(4.2-2)	h _{iz}	kJ/kg	152,36	163,82
Tepelný spád v RLŘ při izoentrické expanzi	(4.2-3)	h _{iz} ^S	kJ/kg	144,74	155,63
Tepelný spád v OLŘ při izoentrické expanzi	(4.2-4)	h _{iz} ^R	kJ/kg	7,62	8,19
Entalpie za RLŘ při izoentrické expanzi	(4.2-5)	i _{1iz}	kJ/kg	2895,82	2748,97
Tlak za RLŘ		p ₁	bar	5,99	2,71
Tlakový poměr	(4.2-21)	π	1	0,545	0,468
Entalpie za OLŘ při izoentrické expanzi	(4.2-6)	i _{2iz}	kJ/kg	2888,20	2740,78
Tlak za OLŘ		p ₂	bar	5,79	2,59
Celková entalpie na vstupu do stupně	(4.2-1)	i _{0c}	kJ/kg	3043,01	2909,03
Rozváděcí lopatková řada:					
Uhel ohybu proudu na RLŘ	(4.2-7)	Δα	°	79	75
Absolutní rychlost na výstupu z RLŘ při izoentrické expanzi	(4.2-8)	c _{1iz}	m/s	542,6	565,8
Skutečná absolutní rychlost na výstupu z RLŘ	(4.2-9)	c ₁	m/s	532,4	556,2
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-10)	c _{1u}	m/s	522,6	537,2
Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-11)	c _{1a}	m/s	101,6	144,0
Relativní rychlost na výstupu z RLŘ	(4.2-12)	w ₁	m/s	287,2	309,4
Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-13)	w _{1u}	m/s	268,7	273,9
Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-14)	w _{1a}	m/s	101,6	144,0
Úhel relativní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-15)	β ₁	°	20,7	27,7
Energetická ztráta v RLŘ	(4.2-16)	z _S	kJ/kg	5,49	5,39
Entalpie na výstupu z RLŘ	(4.2-17)	i ₁	kJ/kg	2901,30	2754,36
Teplota na výstupu z RLŘ		t ₁	°C	223,4	145,7
Měrný objem na výstupu z RLŘ		v ₁	m ³ /kg	0,372	0,696
Entropie na výstupu z RLŘ		s ₁	kJ/kg.K	7,073	7,108
Rychlost zvuku na výstupu z RLŘ	(4.2-18)	a ₁	m/s	539,5	497,1
Machovo číslo na výstupu z RLŘ	(4.2-20)	M _{a1}	1	0,99	1,12
Oběžná lopatková řada:					
Nábojový poměr	(4.2-30)	μ	1	1,015384	1,028852
Uhel ohybu proudu na OLŘ	(4.2-23)	Δβ	°	140,3	129,3
Obvodová rychlost na výstupu z OLŘ	(4.2-31)	u ₂	m/s	257,8	270,9
Relativní rychlost na výstupu z OLŘ při izoentrické expanzi	(4.2-32)	w _{2iz}	m/s	315,8	340,9
Skutečná relativní rychlost na výstupu z OLŘ	(4.2-33)	w ₂	m/s	286,3	318,8
Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-34)	w _{2u}	m/s	270,7	293,5
Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-35)	w _{2a}	m/s	93,2	124,6
Absolutní rychlost na výstupu z OLŘ	(4.2-36)	c ₂	m/s	94,1	126,6
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-37)	c _{2u}	m/s	12,9	22,6
Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-38)	c _{2a}	m/s	93,2	124,6
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-39)	α ₂	°	82,14	79,74
Energetická ztráta v OLŘ	(4.2-40)	z _R	kJ/kg	8,88	7,28
Entalpie na výstupu z OLŘ	(4.2-41)	i ₂	kJ/kg	2902,57	2753,45
Teplota na výstupu z OLŘ		t ₂	°C	223,6	144,8
Měrný objem na výstupu z OLŘ		v ₂	m ³ /kg	0,386	0,726
Entropie na výstupu z OLŘ		s ₂	kJ/kg.K	7,091	7,126
Rychlost zvuku na výstupu z OLŘ	(4.2-42)	a ₂	m/s	539,9	765,2
Machovo číslo na výstupu z OLŘ	(4.2-44)	M _{a2}	1	0,53	0,42
Rozměry stupně:					
Střední délka lopatky na vstupu do RLŘ	(4.2-45)	l ₀	m	0,058	0,070
Střední délka lopatky na vstupu z OLŘ	(4.2-26)	l ₁	m	0,063	0,080
Střední délka lopatky na výstupu z OLŘ	(4.2-46)	l ₂	m	0,070	0,094
Poměrná rozteč RLŘ		(s/c) _S	1	0,800	0,800
Poměrná rozteč OLŘ		(s/c) _R	1	0,650	0,650

Uhel nastavení profilu v mříži RLŘ		γ_S	°	34,000	34,000
Uhel nastavení profilu v mříži OLŘ		γ_R	°	13,000	13,000
Délka tětiny RLŘ		c_S	m	0,070	0,070
Délka tětiny OLŘ		c_R	m	0,050	0,050
Šířka RLŘ	(4.2-47)	B_S	m	0,058	0,058
Šířka OLŘ	(4.2-48)	B_R	m	0,049	0,049
Rozteč RLŘ	(4.2-49)	s_S	m	0,056	0,056
Rozteč OLŘ	(4.2-50)	s_R	m	0,033	0,033
Parametry stupně:					
Energetická ztráta výstupní rychlostí	(4.2-51)	z_C	kJ/kg	4,43	8,01
Obvodová účinnost stupně	(4.2-52)	η_U	1	0,879	0,877
Poměrná ztráta ventilací	(4.2-54)	ξ_t	1	0,000329	0,000205
Ekvivalentní mezera	(4.2-60)	δ_{ekv}	1	0,000372	0,000381
Axiální vůle	(4.2-58)	δ_a	m	0,00319	0,003189
Počet břitů bandáže		z_r	1	2	2
Radiální vůle	(4.2-57)	δ_r	m	0,000662	0,000679
Poměrná ztráta radiální mezerou	(4.2-56)	ξ_k	1	0,012806	0,008309
Poměrná ztráta vlhkostí páry	(4.2-61)	ξ_x	1	0	0
Termodynamická účinnost stupně	(4.2-53)	η_i	1	0,8655	0,8686
Entalpie na výstupu ze stupně	(4.2-62)	i_v	kJ/kg	2904,600	2754,881
Vnitřní výkon stupně	(4.2-63)	P_i	kW	3349,572	3653,327
Skutečný tepelný spád zpracovaný ve stupni	(4.2-64)	H_i	kJ/kg	133,983	146,133
Celková entalpie na výstupu ze stupně	(4.2-65)	i_{vc}	kJ/kg	2909,027	2762,894
Entropie na výstupu ze stupně		s_v	kJ/kg.K	7,096	7,130
Celkový tlak na výstupu ze stupně		p_c	bar	5,904	2,706
Otáčky	(4.2-29)	n	1/min	10500	10500
Parametry SČ:					
Vnitřní výkon SČ VT tělesa	(4.2-66)	$P_i^{SČ}$	kW	7002,90	
Skutečný tepelný spád zpracovaný ve SČ VT tělesa	(4.2-67)	$H_i^{SČ}$	kJ/kg	280,12	
Entalpie za posledním stupněm při izoentropické expanzi		$i_{vT_{out,jz}}$	kJ/kg	2727,20	
Tepelný spád zpracovaný ve SČ VT tělesa při izoentropické expanzi	(4.2-68)	$H_{iz}^{SČ}$	kJ/kg	315,81	
Termodynamická účinnost SČ VT tělesa	(4.2-69)	$\eta_{tdi}^{SČ}$	1	0,8870	

Tab. 4.2 Vypočtené a zvolené hodnoty SČ ST tělesa



Obr. 4.11 Rychlostní trojúhelníky SČ ST tělesa



Výpočtové roviny [1]

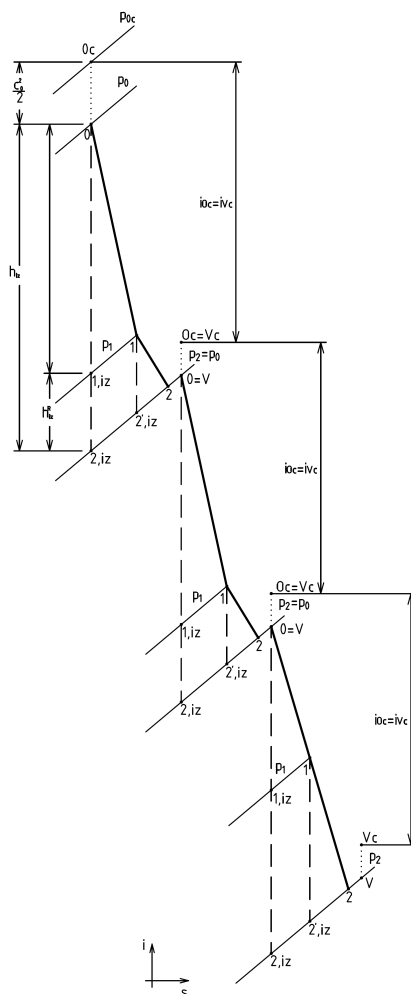
Obr. 4.12 Průtočný kanál SČ ST tělesa

4.4 Výpočet stupňové části nízkotlakého tělesa

Součástí navrhované stupňové části NT tělesa jsou tři axiální stupně. První dva stupně pracují v rovnotlakém režimu a poslední stupeň je realizován jako reakční. Stejně jako u předchozích těles jsou zde otáčky turbíny navrhovány co možná nejvyšší. Důvody jsou obdobné jako u SČ VT a ST tělesa.

Za účelem dosažení požadovaných parametrů na vstupu do NČ ST tělesa byla expanze pracovní látky ve SČ ST tělesa ukončena na tlaku vyšším než je vstupní tlak do SČ NT tělesa p_{NTin} . V důsledku proudění pracovní látky skrze výstupní hrdlo VT tělesa a následně přes převáděcí potrubí mezi ST a NT tělesem totiž dochází ke vzniku tlakových ztrát a poklesu tlaku na hodnotu p_{NTin} . Touto ztrátou je rovněž docíleno adekvátních parametrů pro odběr páry do topné soustavy.

Expanze pracovní látky ve SČ NT tělesa tedy probíhá ze stavu, který je definován tlakem p_{NTin} a entalpií $i_{NTin} = i_{STout}$. Obě tyto hodnoty jsou známy z výpočtu základních parametrů turbíny v kapitole 3.2 a výsledků výpočtu SČ ST tělesa v kapitole 4.2. Tyto veličiny jsou ve výpočtovém algoritmu stejně jako u SČ VT tělesa označeny p_0 a i_0 . Na vstupu do lopatkování stupně je zvolena rychlost c_0 . Schéma expanze ve SČ NT tělesa je zobrazeno na Obr. 4.13.

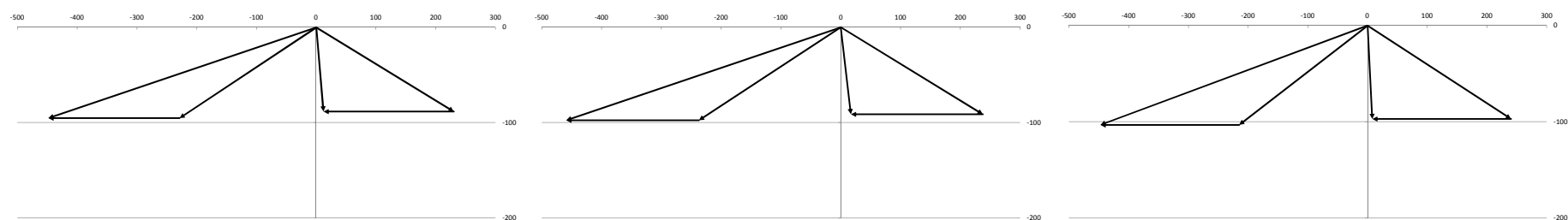


Obr. 4.13 Znázornění expanze pracovní látky ve SČ NT tělesa.

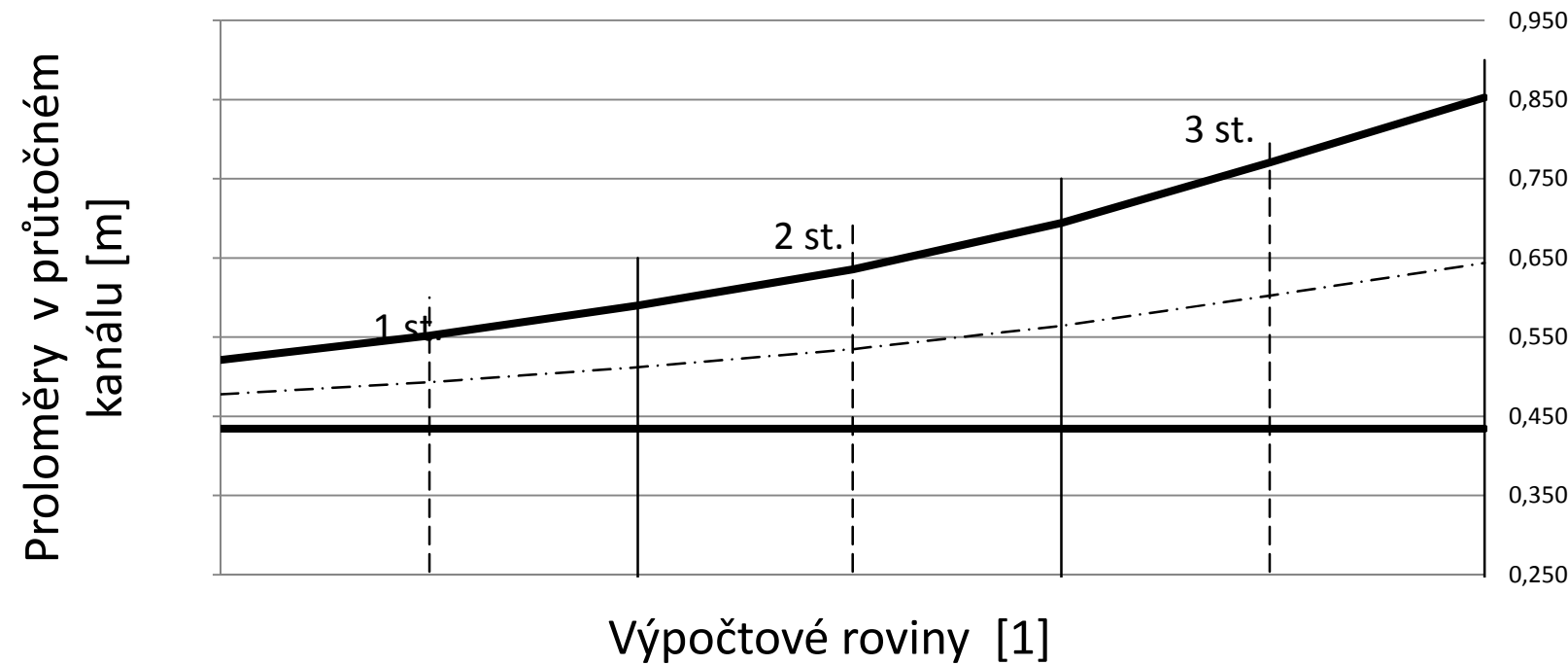
Název	Vzorec	Označení	Jednotka	Hodnota		
				1.	2.	3.
Vstupní hodnoty:						
Entalpie na vstupu do stupně		i ₀	kJ/kg	2760,44	2620,55	2457,42
Entropie na vstupu do stupně		s ₀	kJ/kg.K	7,143	7,195	7,267
Tlak na vstupu do stupně		p ₀	bar	2,59	1,04	0,31
Měrný objem na vstupu do stupně		v ₀	m ³ /kg	0,732	1,592	4,723
Teplota na vstupu do stupně		t ₀	°C	148,1	100,7	69,8
Volené hodnoty:						
Rychlostní poměr		x	1	0,48	0,48	0,6
Obvodová rychlost na výstupu z RLŘ		u ₁	m/s	271	294	331
Stupeň reakce		ρ _t	1	0,05	0,05	0,5
Rychlost na vstupu do stupně		c ₀	m/s	70,0	79,4	127,6
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ		α ₁	°	11	16	23
Rychlostní součinitel		φ	1	0,981	0,984	0,940
Úhel relativní rychlosti na výstupu z OLŘ		β ₂	°	16	22	26
Rychlostní součinitel		ψ	1	0,900	0,940	0,987
Střední průměr lopatkování na vstupu do RLŘ		D ₀	m	0,956	1,024	1,129
Střední průměr lopatkování na vstupu do OLŘ	(4.2-24)	D ₁	m	0,986	1,070	1,205
Střední průměr lopatkování na výstupu do RLŘ	(4.2-25)	D ₂	m	1,024	1,129	1,287
Vypočtené hodnoty:						
Tepelný spád ve stupni při izoentripické expanzi	(4.2-2)	h _{iz}	kJ/kg	159,52	187,71	152,27
Tepelný spád v RLŘ při izoentropické expanzi	(4.2-3)	h _{iz} ^S	kJ/kg	151,55	178,32	76,14
Tepelný spád v OLŘ při izoentropické expanzi	(4.2-4)	h _{iz} ^R	kJ/kg	7,98	9,39	76,14
Entalpie za RLŘ při izoentropické expanzi	(4.2-5)	i _{1iz}	kJ/kg	2608,90	2444,58	2386,00
Tlak za RLŘ		p ₁	bar	1,09	0,33	0,18
Tlakový poměr	(4.2-21)	π	1	0,421	0,317	0,585
Entalpie za OLŘ při izoentropické expanzi	(4.2-6)	i _{2iz}	kJ/kg	2600,92	2435,20	2309,86
Tlak za OLŘ		p ₂	bar	1,04	0,31	0,102
Celková entalpie na vstupu do stupně	(4.2-1)	i _{0c}	kJ/kg	2762,89	2626,06	2470,27
Rozváděcí lopatková řada:						
Úhel ohybu proudu na RLŘ	(4.2-7)	Δα	°	79	74	67
Absolutní rychlost na výstupu z RLŘ při izoentropické expanzi	(4.2-8)	c _{1iz}	m/s	555,0	602,5	410,5
Skutečná absolutní rychlost na výstupu z RLŘ	(4.2-9)	c ₁	m/s	544,5	592,5	385,8
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-10)	c _{1u}	m/s	534,5	569,6	355,1
Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-11)	c _{1a}	m/s	103,9	163,3	150,7
Relativní rychlost na výstupu z RLŘ	(4.2-12)	w ₁	m/s	283,2	320,2	152,6
Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-13)	w _{1u}	m/s	263,4	275,5	24,0
Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-14)	w _{1a}	m/s	103,9	163,3	150,7
Úhel relativní rychlosti na výstupu z RLŘ	(4.2-15)	β ₁	°	21,5	30,7	80,9
Energetická ztráta v RLŘ	(4.2-16)	z _S	kJ/kg	5,74	5,94	9,85
Entalpie na výstupu z RLŘ	(4.2-17)	i ₁	kJ/kg	2614,64	2450,52	2395,85
Teplota na výstupu z RLŘ		t ₁	°C	102,1	71,3	57,9
Měrný objem na výstupu z RLŘ		v ₁	m ³ /kg	1,515	4,419	7,663
Entropie na výstupu z RLŘ		s ₁	kJ/kg.K	7,158	7,219	7,310
Rychlost zvuku na výstupu z RLŘ	(4.2-18)	a ₁	m/s	432,9	405,4	395,0
Machovo číslo na výstupu z RLŘ	(4.2-20)	M _{a1}	1	1,26	1,46	0,98
Oběžná lopatková řada:						
Nábojový poměr	(4.2-30)	μ	1	1,0386101	1,05486	1,06842
Úhel ohybu proudu na OLŘ	(4.2-23)	Δβ	°	142,5	127,3	73,1
Obvodová rychlost na výstupu z OLŘ	(4.2-31)	u ₂	m/s	281,6	310,2	353,8
Relativní rychlost na výstupu z OLŘ při izoentropické expanzi	(4.2-32)	w _{2iz}	m/s	319,2	362,0	437,1
Skutečná relativní rychlost na výstupu z OLŘ	(4.2-33)	w ₂	m/s	287,4	340,2	431,3
Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-34)	w _{2u}	m/s	276,3	315,5	387,6
Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-35)	w _{2a}	m/s	79,2	127,5	189,1
Absolutní rychlost na výstupu z OLŘ	(4.2-36)	c ₂	m/s	79,4	127,6	192,1
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-37)	c _{2u}	m/s	-5,3	5,2	33,9
Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-38)	c _{2a}	m/s	79,2	127,5	189,1
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ	(4.2-39)	α ₂	°	93,82	87,66	79,84
Energetická ztráta v OLŘ	(4.2-40)	z _R	kJ/kg	9,65	7,66	2,54
Entalpie na výstupu z OLŘ	(4.2-41)	i ₂	kJ/kg	2616,31	2448,80	2322,25
Teplota na výstupu z OLŘ		t ₂	°C	100,7	69,8	46,3
Měrný objem na výstupu z OLŘ		v ₂	m ³ /kg	1,589	4,698	12,772
Entropie na výstupu z OLŘ		s ₂	kJ/kg.K	7,184	7,241	7,319
Rychlost zvuku na výstupu z OLŘ	(4.2-42)	a ₂	m/s	432,6	404,7	383,4
Machovo číslo na výstupu z OLŘ	(4.2-44)	M _{a2}	1	0,66	0,84	1,12
Rozměry stupně:						
Střední délka lopatky na vstupu do RLŘ	(4.2-45)	l ₀	m	0,087	0,156	0,260
Střední délka lopatky na vstupu z OLŘ	(4.2-26)	l ₁	m	0,118	0,201	0,336
Střední délka lopatky na výstupu z OLŘ	(4.2-46)	l ₂	m	0,156	0,260	0,418
Poměrná rozteč RLŘ		(s/c) _S	1	0,800	0,800	0,815
Poměrná rozteč OLŘ		(s/c) _R	1	0,650	0,650	0,815

Uhel nastavení profilu v mříži RLŘ		γ_S	°	36,000	36,000	35,000
Uhel nastavení profilu v mříži OLŘ		γ_R	°	10,000	10,000	35,000
Délka tětiny RLŘ		c_S	m	0,050	0,080	0,122
Délka tětiny OLŘ		c_R	m	0,051	0,086	0,159
Šířka RLŘ	(4.2-47)	B_S	m	0,040	0,065	0,100
Šířka OLŘ	(4.2-48)	B_R	m	0,050	0,085	0,130
Rozteč RLŘ	(4.2-49)	s_S	m	0,040	0,064	0,099
Rozteč OLŘ	(4.2-50)	s_R	m	0,033	0,056	0,130
Parametry stupně:						
Energetická ztráta výstupní rychlostí	(4.2-51)	z_C	kJ/kg	3,15	8,14	18,45
Obvodová účinnost stupně	(4.2-52)	η_U	1	0,886	0,886	0,808
Poměrná ztráta ventilací	(4.2-54)	ξ_t	1	0,0009150	0,00043	0,00045
Ekvivalentní mezera	(4.2-60)	δ_{ekv}	l	-	-	-
Axiální vůle	(4.2-58)	δ_a	m	-	-	-
Počet břitů bandáže		z_r	1	-	-	-
Radiální vůle	(4.2-57)	δ_r	m	0,002	0,003	0,005
Poměrná ztráta radiální mezerou	(4.2-56)	ξ_k	1	0,0264211	0,01961	0,03258
Poměrná ztráta vlhkostí páry	(4.2-61)	ξ_x	1	0,0133941	0,04984	0,08993
Termodynamická účinnost stupně	(4.2-53)	η_i	1	0,8448	0,8162	0,6848
Entalpie na výstupu ze stupně	(4.2-62)	i_v	kJ/kg	2622,909	2462,13	2341,97
Vnitřní výkon stupně	(4.2-63)	P_i	kW	3420,814	3894,74	2746,19
Skutečný tepelný spád zpracovaný ve stupni	(4.2-64)	H_i	kJ/kg	136,833	155,790	109,848
Celková entalpie na výstupu ze stupně	(4.2-65)	i_{vc}	kJ/kg	2626,061	2470,27	2360,42
Entropie na výstupu ze stupně		s_v	kJ/kg.K	7,202	7,280	7,381
Celkový tlak na výstupu ze stupně		p_c	bar	1,060	0,327	0,118
Otáčky	(4.2-29)	n	1/min	5250	5250	5250
Parametry SČ:						
Vnitřní výkon SČ VT tělesa	(4.2-66)	P_i^{SC}	kW	6640,94		
Skutečný tepelný spád zpracovaný ve SČ VT tělesa	(4.2-67)	H_i^{SC}	kJ/kg	402,47		
Entalpie za posledním stupněm při izoentropické expanzi		$i_{vT_{out,jz}}$	kJ/kg	2265,99		
Tepelný spád zpracovaný ve SČ VT tělesa při izoentropické expanzi	(4.2-68)	H_{iz}^{SC}	kJ/kg	496,90		
Termodynamická účinnost SČ VT tělesa	(4.2-69)	η_{tdi}^{SC}	1	0,8100		

Tab. 4.3 Vypočtené a zvolené hodnoty SČ NT tělesa



Obr. 4.14 Rychlostní trojúhelníky SČ NT tělesa

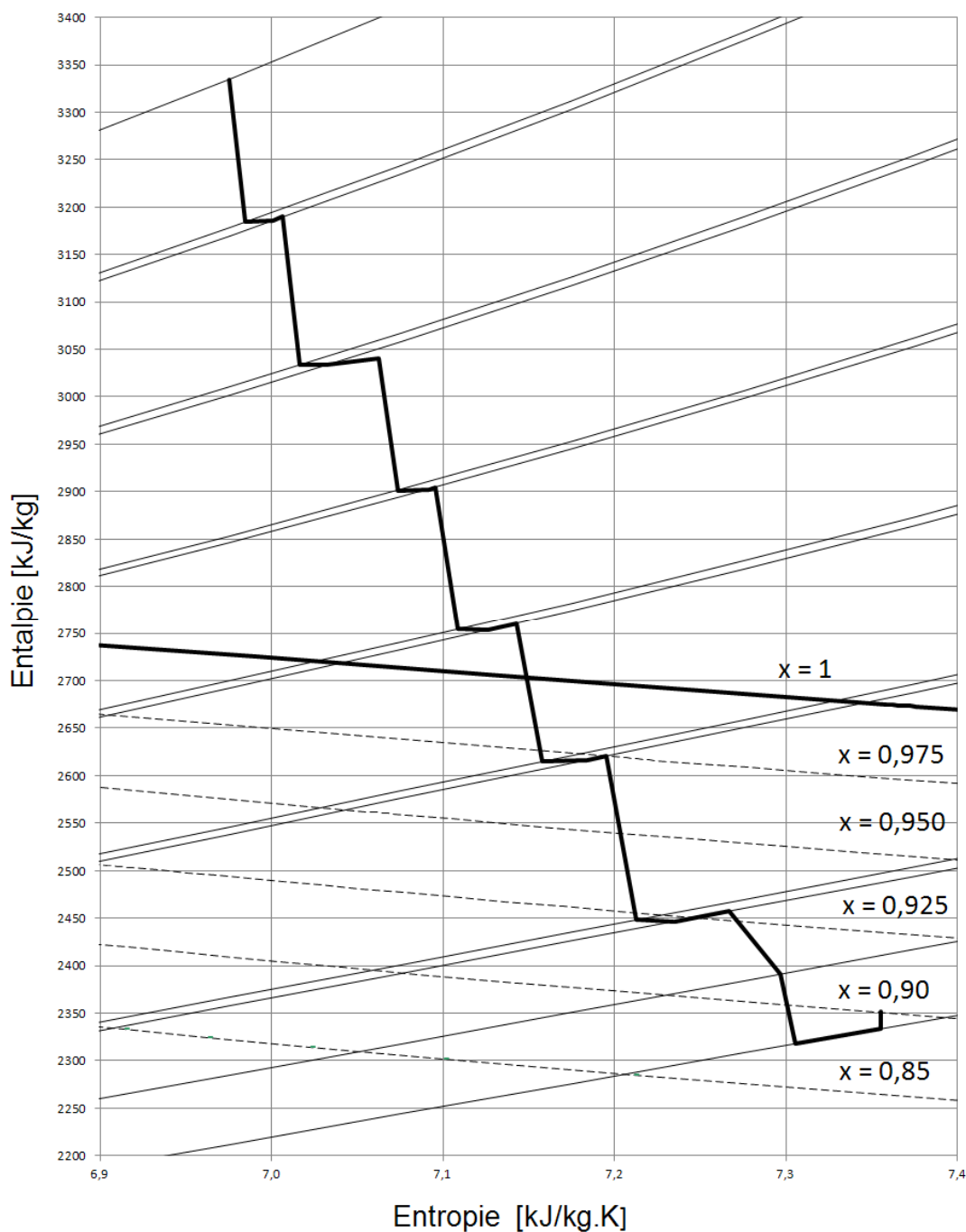


Obr. 4.15 Průtočný kanál SČ NT tělesa

4.5 Výkon parní turbíny

$$P_{iC} = \sum_i P_i^{s\check{c}} = P_{VT}^{s\check{c}} + P_{ST}^{s\check{c}} + P_{NT}^{s\check{c}} \quad (4.5-70)$$

Název:	Vzorec	Označení	Jednotka	Hodnota
Celkový přenášený výkon turbíny	(4.5-71)	P_{iC}	kW	24420,457

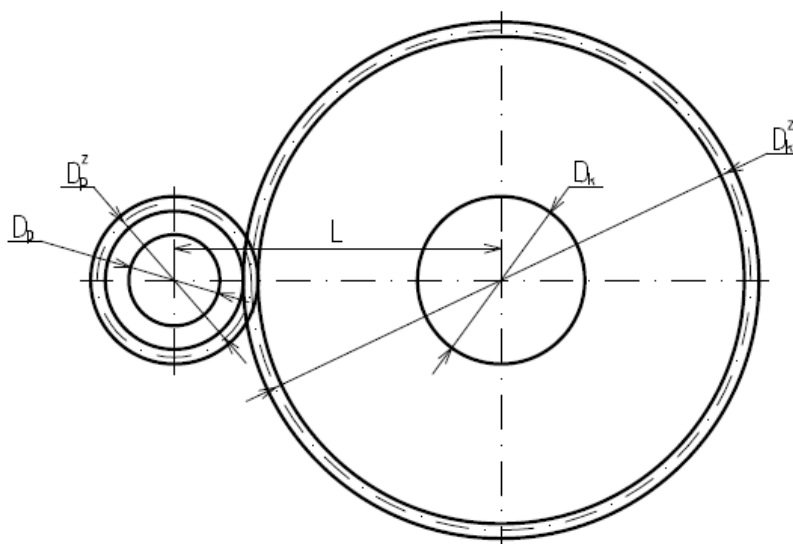


Obr. 4.16 Expanze pracovní látky v turbíně

5 Návrh převodovky

Při návrhu parní turbíny je snahou navrhovat otáčky co největší, což vede k vyšší dosahované účinnosti a podstatnému zkrácení axiální délky turbíny, respektive snížení počtu stupňů. Jelikož elektrický generátor pracuje při daleko nižších otáčkách, než jsou otáčky turbíny, je nezbytné redukovat vysoké otáčky rotoru turbíny na otáčky generátoru. Z toho důvodu je mezi turbínu a elektrický generátor zařazena převodovka, která dokáže přenést výkon s vysokou účinností. Detailní výpočet převodovky je poměrně složitý a přesahuje rámec této diplomové práce, proto je výpočet redukován pouze na výpočet silových zatížení a hlavních rozměrů.

Jelikož každý ze tří řešených modulů operuje při různých otáčkách, je nutné výpočet provést pro každý z hřídelů zvlášť. Jak je vidět na Obr. 2.2, pastorky VT a ST tělesa jsou napojeny na společné ozubené kolo, které je na hřídeli generátoru. NT těleso je propojeno s generátorem z opačné strany přes rozpojitelnou spojku a vlastní převodovku. Pro vyřešení všech převodových systémů je sestaven výpočetní algoritmus a výsledky jsou sestaveny do tabulky. Dispoziční řez převodovkou je uveden na Obr. 5.1.



Obr. 5.1 Dispoziční řez převodovkou

5.1 Výpočet převodovky

Voleno: otáčky generátoru n_G , obvodová rychlost v ozubení u_z , obvodová rychlost čepu pastorku u_p , obvodová rychlost čepu kola, sklon zubů β , úhel záběru v normálovém řezu α_n , osová délka kluzného ložiska pastorku a_p , osová délka kluzného ložiska kola a_k .

Do výpočtu vstupují také veličiny vypočtené již v předešlých kapitolách, jako je výkon P_i a otáčky n_T jednotlivých těles. Všechny vstupní hodnoty jsou uvedeny v Tab. 5.1.

Vstupní parametry:	Označení	Jednotky	VT těleso	ST těleso	NT těleso
Celkový přenášený výkon tělesa	P_i	kW	7356	7003	6795
Otáčky turbíny	n_T	1/min	13500	10500	5250
Otáčky generátoru	n_G	1/min	1500	1500	1500
Obvodová rychlost v ozubení	u_z	m/s	130	130	100
Obvodová rychlost čepu pastorku	u_p	m/s	85	77	73
Obvodová rychlost čepu kola	u_k	m/s	28	28	28
Sklon zubů	β	°	29	29	29
Úhel záběru v normálním řezu	α_n	°	20	20	20
Osová délka kluzného ložiska pastorku	a_p	m	0,15	0,15	0,22
Osová délka kluzného ložiska kola	a_k	m	0,15	0,15	0,23

Tab. 5.1 Vstupní hodnoty pro výpočet převodovky

Průměr roztečné kružnice pastorku:

$$D_p^z = \frac{u_z}{\pi \cdot n_T} \quad (5.1-1)$$

Průměr roztečné kružnice kola:

$$D_k^z = \frac{u_z}{\pi \cdot n_G} \quad (5.1-2)$$

Průměr čepu pastorku:

$$D_p = \frac{u_p}{\pi \cdot n_T} \quad (5.1-3)$$

Průměr čepu kola:

$$D_k = \frac{u_k}{\pi \cdot n_G} \quad (5.1-4)$$

Osová vzdálenost kola a pastorku:

$$L = \frac{D_p^z + D_k^z}{2} \quad (5.1-5)$$

Obvodová síla v zubech:

$$F_{t,z} = \frac{P_i}{u_z} \quad (5.1-6)$$

Obvodová reakční síla v čepu:

$$F_{t,r} = \frac{F_{t,z}}{2} \quad (5.1-7)$$

Jedna z nevýhod ozubení s šikmými zuby je vznik axiální síly, která zatěžuje ložiska a hřídele. Velikost axiální síly je přímo úměrná $\tan\beta$, proto se sklon zubů β volí co nejnižší.

Axiální síla:

$$F_a = F_{t,z} \cdot \tan\beta \quad (5.1-8)$$

Úhel záběru v čelním řezu:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} \quad (5.1-9)$$

Radiální reakční síla v čepu:

$$F_{r,r} = F_{t,r} \cdot \tan\alpha_t \quad (5.1-10)$$

Celková reakční síla v čepu:

$$F_{c,r} = \sqrt{F_{t,r}^2 + F_{r,r}^2} \quad (5.1-11)$$

Tlak v ložisku pastorku:

$$p_p = \frac{F_{c,r}}{D_p \cdot a_p} \quad (5.1-12)$$

Tlak v ložisku kola:

$$p_k = \frac{F_{c,r}}{D_k \cdot a_k} \quad (5.1-13)$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 5.2. Na základě spočtených hodnot jsou vytvořeny dispoziční výkresy obou převodovek.

Vypočtené hodnoty:	Vzorec	Označení	Jednotky	VT těleso	ST těleso	NT těleso
Průměr roztečné kružnice pastorku	(5.1-1)	D_p^z	m	0,1839	0,2365	0,3638
Průměr roztečné kružnice kola	(5.1-2)	D_k^z	m	1,6552	1,6552	1,2732
Průměr čepu pastorku	(5.1-3)	D_p	m	0,1200	0,1400	0,2650
Průměr čepu kola	(5.1-4)	D_k	m	0,3550	0,3550	0,3550
Osová vzdálenost kola a pastorku	(5.1-5)	L	m	0,9196	0,9458	0,8185
Obvodová síla v zubech	(5.1-6)	$F_{t,z}$	kN	56,5831	53,8685	67,9515
Obvodová reakční síla v čepu	(5.1-7)	$F_{t,r}$	kN	28,2916	26,9342	33,9758
Axiální síla	(5.1-8)	F_a	kN	31,3645	29,8598	37,6661
Úhel záběru v čelním řezu	(5.1-9)	α_t	°	22,5945	22,5945	22,5945
Radiální reakční síla v čepu	(5.1-10)	$F_{r,r}$	kN	19,4941	18,5588	23,4107
Celková reakční síla v čepu	(5.1-11)	$F_{c,r}$	kN	34,3574	32,7091	41,2603
Tlak v ložisku pastorku	(5.1-12)	p_p	MPa	1,9087	1,5576	0,7077
Tlak v ložisku kola	(5.1-13)	p_k	MPa	0,6452	0,6143	0,5053

Tab. 5.2 Vypočtené hodnoty převodovky

6 Závěr

Tepelný spád na úrovni 400 kJ/kg zpracovávaný v jediném tělese je poměrně vysoký pro jednostupňovou turbínu a poměrně malý pro turbínu mnohostupňovou. Aby byl tento tepelný spád zpracován s dobrou účinností a přitom byla cena turbíny přiměřená, byla zvolena koncepce vysokootáčkové turbíny s integrovanou převodovkou. Otáčky turbíny nejsou pouze záležitostí konstruktéra. Je nutné respektovat rovněž technická omezení převodovky: obvodové rychlosti v ozubení, měrné tlaky a rychlosti v ložiskách, či převodový poměr. Některá z těchto omezení zahrnuje obecná charakteristika převodovky. Pokud by turbína byla navržena nad touto křivkou, muselo by být využito převodovky speciální, místo běžné účinné převodovky s čelním ozubením a šikmými zuby. S ohledem na tyto skutečnosti, byly pomocí iteračního algoritmu dopočítány provozní otáčky těles turbíny na hodnoty:

VT těleso	ST těleso	NT těleso
13 500 1/min	10 500 1/min	5250 1/min

Zadaný tepelný spád lze zpracovat s minimálním počtem stupňů za předpokladu vysokých obvodových rychlostí lopatkování a vysokých rychlostí páry. S ohledem na účinnost stupně a provozování turbíny v režimu základního zatížení byla zvolena koncepce stroje se dvěma a třemi axiálními stupni a nižšími jak obvodovými, tak aerodynamickými rychlostmi. Na letmo uchycených discích VT, ST tělesa turbíny jsou umístěny dva a v rámci NT tělesa tři rychloběžné stupně. V případě VT a ST tělesa jsou stupně navrženy jako akční, s minimálním stupněm reakce. V případě NT tělesa jsou pak první dva stupně navrženy rovněž s minimálním stupněm reakce. Poslední třetí stupeň je podle zvyklostí, za účelem snížení ztráty výstupní rychlostí, řešen se stupněm reakce 0,5. Vlivem značného rozvějíření u posledního stupně se mění obvodová rychlost po výšce lopatky a je nutno uvažovat prostorové proudění. Snahou je dosáhnout kladného stupně reakce na patním průměru lopatkování. V případě kdy by nebyl dosažen kladný stupeň reakce, docházelo by k difuzorovému proudění pracovní látky a růstu ztrát.

Obvodová rychlost prvních stupňů byla zvolena na úrovni přibližně 260 m/s, což umožnilo zpracování spádu při dobré účinnosti. Tato volba obvodové rychlosti rovněž umožnila volit totální ostřík, na místo složitějšího a nákladnějšího ostříku parciálního. Pro docílení rozšiřujícího tvaru kanálu musela být zvolena poměrně vysoká vstupní rychlost do první lopatkové řady (až 70 m/s). Vysoké vstupní rychlosti je docíleno konfuzorní částí před první rozváděcí lopatkovou řadou, kde dochází k mírnému urychlení proudu.

První stupeň pracuje s poměrně vysokým protitlakem, proto musela být zadní část disku zajištěna maticí. Místo axiálního ložiska rychloběžného pastorku jsou pro zachycení axiální síly využity účinnější opěrné kruhy, jimiž se přenáší axiální síla až na pomaloběžné axiální ložisko převodovky. K utěsnění parního prostoru turbínové skříně kolem hřídele rychloběžného pastorku byly použity kartáčové ucpávky, které snižují délku vyložení turbínového disku. Utěsnění olejového prostoru převodovky je realizováno zahlcovací ucpávkou. Vstupní část turbínové skříně má tvar anuloidu a její tvar je řešen tak, aby se vzdálenost mezi těžištěm turbíny a skříní převodovky zkrátila na minimum. Při najíždění turbíny pak odpadá problém s přejížděním více vlastních frekvencí rotoru turbíny. Extrémní krouticí moment přenášený od turbíny způsobuje velké plastické deformace v ose rotoru. Pro zaručení souososti turbínového disku a hřídele převodovky za všech provozních stavů je využito radiálního Hirtova ozubení.

Spojení turbínové skříně, která pracuje s párou o teplotě až 450 °C, se skříní převodovky, jejíž pracovní teplota je na úrovni 60 °C, je poměrně složitý technický problém. Uvedené spojení musí nejen zamezit přestupu tepla z turbínové skříně do převodovky. Zároveň musí zajistit souosost převodové turbínové skříně za všech provozních režimů, přenést povolené síly od potrubí, které působí na turbínu a umožnit demontáž víka převodovky, aniž by bylo nutné demontovat turbínu. Uvedeným podmínkám vyhovuje spojení převodovky a turbínové skříně prostřednictvím úchytů s příčnými klíny.

Turbína s převodovkou je umístěna na rámu, v němž je olejová nádrž. V tomto případě by byla turbína s olejovou nádrží smontována ve výrobním závodě a na stavbu by byla dodána jako celek. S poháněným strojem (generátorem) je turbína přes převodovku spojena prostřednictvím pružné spojky.

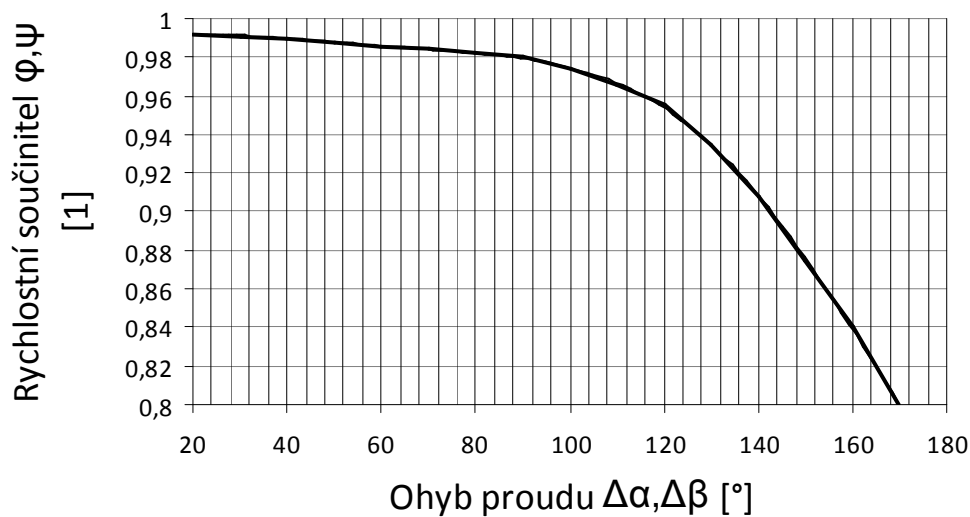
Vysoké otáčky turbín vedou nejen k vysoké účinnosti, ale také k malým rozměrům stroje a vysoké koncentraci výkonu. V některých případech činí výkon vztažený na hmotnost rotoru více jak 100 kW/kg. Stejný výkon u moderních parních turbín výkonu 100 MW činí méně jak 10 kW/kg hmotnosti rotoru. Přívodní rychlosti páry v připojovacích parovodech zůstávají stejné jak pro standardní, tak pro vysokootáčkové stroje. Pro výpočet velikosti vstupních hrdel byla uvažována rychlost 50 m/s a přívod byl rozdělen do dvou tangenciálních vstupů. Rozměry připojovacích hrdel parovodů jsou pro oba typy turbín shodné. Zatímco u standardních větších strojů mohou být síly na připojovací hrdla turbíny větší, u rychloběžných menších turbín je nutné tyto síly omezit a kontrolovat měřením. Pokud přesahují povolené meze, je nutné (s ohledem na bezpečný provoz turbíny) připojovací potrubí rekonstruovat. Koncepce vysokootáčkových strojů s integrovanou převodovkou je vhodná nejen pro stroje s nižšími vstupními parametry páry, ale i pro stroje s vysokými vstupními parametry a také při návrhu a konstrukci moderních rychloběžných turbín výkonové třídy do 20 MW.

Seznam použitých zdrojů

- [1] Excel Engineering, *X-steam* [online], poslední aktualizace 2. 02. 2013, Dostupné z: <<http://xsteam.sourceforge.net/>>
- [2] IAPWS, *Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*, Lucerne, Switzerland, poslední aktualizace 26. 8. 2007, Dostupné z: <<http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf>>
- [3] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny – Návrh a výpočet*. 1.vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o 2004. 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [4] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 3.vyd. BRNO: Akademické nakladatelství CERM s.r.o 2003. 284 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [6] Shlyakin, P.: *Steam Turbines, Theory and design*, University Press of the Pacific, Honolulu, Hawaii, 2005, ISBN 1-4102-2348- 5
- [7] Kolektiv autorů společnosti Siemens Industrial Turbomachinery.: *History and current development of steam turbine production in Brno*, 2. vyd, Trilabit, Brno s. r. o, 2007, ISBN 978-80-902681-4-2.
- [8] Škorpík, J.: *Člověk a energie, vybrané pojmy z energetiky*, Transformační technologie [on-line], Brno, poslední aktualizace 1. 5. 20112009, ISSN 1804-8293, Dostupné z: <<http://www.transformacni-technologie.cz/clovek-a-energie-vybrane-pojmy-z-energetiky.html>>
- [9] Deutches museum, *Power engines: Steam turbines* [on-line]. Dostupné z: <<http://www.deutschesmuseum.de/en/exhibitions/energy/power-engines/steam-turbines/>>
- [10] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2003. 177 s. ISBN 80-7204-297-1.
- [11] IBLER, Z. A kol.: *Technický průvodce energetika*. 1. vyd. Praha: BEN – technická literatura, 2002, 615 s. ISBN 80-730-0026-1.
- [12] BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. 1.vydání. Praha: SNTL 1968. 548 s.
- [13] AMBROŽ, J.: *Parní turbíny a kondenzace*. 2. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1984, 281 s, ISBN 4977
- [14] Siemens Industrial Turbomachinery – firemní literatura, Brno, 2009.
- [15] Exploable, *Heron's Aeolipile*, [on-line]. Dostupné z: <<http://explorable.com/herons-aeolipile>>

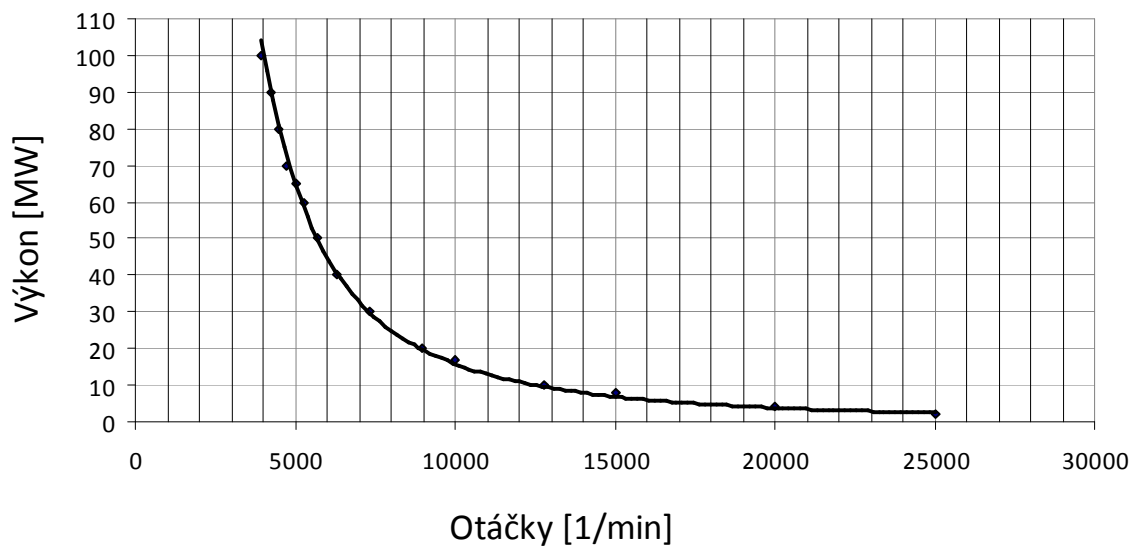
Příloha č.1

Závislost rychlostních součinitelů φ a ψ na ohnutí proudu $\Delta\alpha$ a $\Delta\beta$. [3]



Příloha č.2

Obecná charakteristika převodovky. [14]



Příloha č.3

Konstrukční řez VT tělesem je volně přiložen k diplomové práci.

Příloha č.4

Konstrukční řez ST tělesem je volně přiložen k diplomové práci.

Příloha č.5

Konstrukční řez NT tělesem je volně přiložen k diplomové práci.

Příloha č.6

Dispozice VT, ST tělesa a převodovky je volně přiložena k diplomové práci.

Příloha č.7

Dispozice NT tělesa a převodovky je volně přiložena k diplomové práci.

Příloha č.8

Dispoziční uspořádání turbíny s generátorem je volně přiloženo k diplomové práci.

Seznam zkratek

NT	nízkotlakové těleso
OLŘ	oběžná lopatková řada
RLŘ	rozváděcí lopatková řada
SČ	stupňová část
ST	středotlakové těleso
VT	vysokotlakové těleso

Seznam použitých veličin

\dot{m}	kg/s	hmotnostní tok pracovní látky
a	m/s	rychlost zvuku
a	kJ/kg	měrná práce
B	m	šířka lopatkové řady
c	m/s	absolutní rychlost
c	m	délka tětiny profilu
D	m	průměr
e	kJ/kg	energie
F	N	síla
γ	°	úhel nastavení profilu
h	kJ/kg	tepelný spád
i	kJ/kg	měrná entalpie
δ	mm	vůle
l	m	délka lopatky
L	m	osová vzdálenost
μ	1	nábojový poměr
M	1	Machovo číslo
n	1/min	otáčky
p	MPa	tlak
P	kW	výkon
\dot{q}	kJ/s	tepelný tok
s	kJ/kg.K	měrná entropie
s	m	rozteč lopatek
t	°C	teplota
u	m/s	obvodová rychlost
u	m	osová délka
v	m ³ /kg	měrný objem
w	m/s	relativní rychlost
x	1	měrná suchost páry, rychlostní poměr
z	kJ/kg	absolutní energetická ztráta
α	°	úhel absolutní rychlosti, sklo ozubení
β	°	úhel relativní rychlosti, úhel záběru
η	1	účinnost
ρ	1	stupeň reakce
φ	1	rychlostní součinitel pro rozváděcí lopatkovou řadu

ψ	1	rychlostní součinitel pro oběžnou lopatkovou řadu
κ	1	Poissonova konstanta
ξ	1	poměrná energetická ztráta
π	1	tlakový poměr

Seznam dolních indexů

0	stav pracovní látky před rozváděcí lopatkovou řadou
1	stav pracovní látky za rozváděcí lopatkovou řadou
2	stav pracovní látky za oběžnou lopatkovou řadou
a	axiální složka rychlosti
c	celkový stav
c1	vztaženo k absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady
e	výstupní stav
G	elektrická
i	vnitřní hodnoty, vstupní stav
iz	stav pracovní látky po izoentropické expanzi pracovní látky
K	stav pracovní látky v kondenzátoru
krit	kritický
m	mechanická
n	stav pracovní látky na n-té izobaře
p	patní rozměr
R	oběžná lopatková řada
S	rozváděcí lopatková řada
tdi	termodynamická
u	obvodová složka rychlosti
v	vnější rozměr
V	stav pracovní látky na výstupu ze stupně, skupiny stupňů
Vc	celkový stav pracovní látky na výstupu ze stupně, skupiny stupňů
VT	stav pracovní látky na vstupu do VT tělesa
VTin	stav pracovní látky před lopatkováním prvního stupně VT tělesa
STin	stav pracovní látky před lopatkováním prvního stupně ST tělesa
NTin	stav pracovní látky před lopatkováním prvního stupně NT tělesa
VTout	stav pracovní látky za lopatkováním posledního stupně VT tělesa
STout	stav pracovní látky za lopatkováním posledního stupně ST tělesa
NTout	stav pracovní látky za lopatkováním posledního stupně NT tělesa
Vyp	vypočítané
w2	vztaženo k relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady
z	z-tý stupeň

Seznam horních indexů

R	oběžná lopatková řada
S	rozváděcí lopatková řada
ST	stupeň

Seznam tabulek

Tab. 2.1 Zadání diplomové práce	- 26 -
Tab. 3.1 Vypočtené a zvolené hodnoty v kapitole 4.3 a 4.4	- 37 -
Tab. 4.1 Vypočtené a zvolené hodnoty SČ VT tělesa	- 54 -
Tab. 4.2 Vypočtené a zvolené hodnoty SČ ST tělesa	- 57 -
Tab. 4.3 Vypočtené a zvolené hodnoty SČ NT tělesa	- 60 -
Tab. 5.1 Vstupní hodnoty pro výpočet převodovky	- 63 -
Tab. 5.2 Vypočtené hodnoty převodovky	- 65 -

Seznam obrázků

Obr. 1.1 Aeolipile [15]	- 14 -
Obr. 1.2 Lavalova a model Parsonsovy turbíny.[8][9]	- 15 -
Obr. 1.3 Schéma parní turbíny	- 16 -
Obr. 1.4 Schéma stupně turbíny	- 17 -
Obr. 1.5 Pochod v i - s diagramu	- 18 -
Obr. 1.6 Rychlostní trojúhelníky akčního stupně	- 19 -
Obr. 1.7 Rychlostní trojúhelníky reakčního stupně	- 20 -
Obr. 1.8 Srovnání obvodových účinností jednotlivých typů stupňů.[10]	- 21 -
Obr. 1.9 Schéma parciální a totální ostřiku	- 22 -
Obr. 1.10 Průběh expanze pracovní látky ve stupni	- 23 -
Obr. 2.1 Schéma jednohřídelového uspořádání	- 27 -
Obr. 2.2 Schéma dvouhřídelového uspořádání	- 27 -
Obr. 2.3 Schéma navržené koncepce	- 28 -
Obr. 2.4 Schémata typů ložení	- 30 -
Obr. 3.1 Schématické výpočtových rovin	- 31 -
Obr. 4.1 Znázornění expanze pracovní látky ve SČ VT tělesa	- 39 -
Obr. 4.2 Schématické znázornění úhlů a rychlostí v rychlostních trojúhelnících	- 41 -
Obr. 4.3 Vstupní a výstupní rychlostní trojúhelníky stupně	- 46 -
Obr. 4.4 Průtočný kanál SČ tělesa.	- 46 -
Obr. 4.5 Schéma geometrie profilů rozváděcí a oběžné lopatkové řady	- 47 -
Obr. 4.6 Expanze ve stupni s ostatními ztrátami	- 49 -
Obr. 4.7 Schéma bandáže oběžné lopatkové řady.	- 50 -
Obr. 4.8 Rychlostní trojúhelníky SČ VT tělesa	- 54 -
Obr. 4.9 Průtočný kanál SČ VT tělesa	- 54 -

Obr. 4.10 Znázornění expanze pracovní látky ve SČ ST tělesa.....	- 55 -
Obr. 4.11 Rychlostní trojúhelníky SČ ST tělesa.....	- 57 -
Obr. 4.12 Průtočný kanál SČ ST tělesa	- 57 -
Obr. 4.13 Znázornění expanze pracovní látky ve SČ NT tělesa.	- 58 -
Obr. 4.14 Rychlostní trojúhelníky SČ NT tělesa	- 60 -
Obr. 4.15 Průtočný kanál SČ NT tělesa.....	- 60 -
Obr. 4.16 Expanze pracovní látky v turbíně	- 61 -
Obr. 5.1 Dispoziční řez převodovkou	- 62 -

Seznam grafů

Graf. 3.1 Obecná charakteristika převodovky	- 34 -
---	--------